39.82.1
К18
2181т

Доцент А. А. КАМЕНСКИЙ

ДАННЫЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПУТИ

ГОРОДСКИХ и ПРИГОРОДНЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

ВЫПУСК I

ТРАССИРОВКА КРИВЫХ и СООТНОШЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ РЕЛЬСОВОЙ и КОЛЕСНОЙ КОЛЕИ

ИЗДАНИЕ
ЛЕНИНГРАДСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО
ИНСТИТУТА ИМЕНИ М. И. КАЛИНИНА
1929

39.82.1
625.11
К18

Доцент А. А. КАМЕНСКИЙ

625.11
К-22

ДАННЫЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПУТИ

ГОРОДСКИХ и ПРИГОРОДНЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

ВЫПУСК I

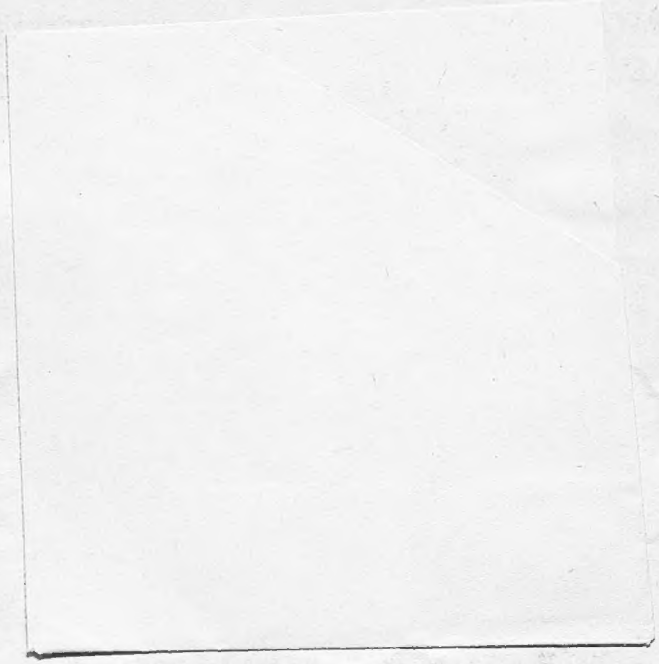
ТРАССИРОВКА КРИВЫХ и СООТНОШЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ РЕЛЬСОВОЙ и КОЛЕСНОЙ КОЛЕИ

Техник. Библиотека
7181

Включено в каталог

ИЗДАНИЕ
ЛЕНИНГРАДСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО
ИНСТИТУТА имени М. И. КАЛИНИНА
1929

Типо-Литография «СОКОЛ». Нижегородская улица, 1



Ленинградский Областлит № 29314. Тираж 1000 экз. Заказ № 2495.

ПРЕДИСЛОВИЕ.

Настоящий выпуск является первым из серии намеченных мною к изданию дополнительных статей к основному курсу „Устройство пути городских и пригородных трамваев".

Он представляет собой дополнение к VI главе вышеуказанного курса, в нем дано изложение технических норм и методов проектирования кривых малых радиусов, — главным образом по данным Американских трамваев и частично разработанных лично мною.

В течение последних двух лет в процессе чтения лекций я знакомил аудиторию с этим вопросом и настоящим изданием я преследую цель с одной стороны облегчить студентам выполнение упражнений и дипломных проектов, а с другой ознакомить с новейшими течениями в технике данного вопроса.

В ближайшее время предполагается издать еще два выпуска: II-й—Нормальные эпюры и расчет стрелочных переводов и узловых соединений и III-й — Технические нормы проектирования полотна и верхнего строения пути. Издавая отдельными выпусками, об'емом от четырех до пяти печатных листов, я думал облегчить приобретение книги и ускорить издание.

Считаю долгом отметить энергичную поддержку оказанную Кружком Строителей Л. П. И. по осуществлению настоящего издания и содействие со стороны председателя Издательской Комиссии проф. Г. А. Люст.

Численный пример расчета ширины колеи в кривых по методу Томаса и графоаналитическому рекомендуемому мною составил студент-дипломант Ф. Ф. Башаров, который совместно со студентом В. П. Шемяковым принимал участие в поверке вычислений некоторых таблиц и примеров. Обоим им приношу мою искреннюю благодарность.

А. А. Каменский.

20—XII—28 г.

ГЛАВА I.

Трассировка кривых.

В развитой трамвайной сети процент кривых очень велик и потому правильная их трассировка приобретает особое значение, как с экономической, так и с технической точки зрения. Это значение еще более возрастает, принимая во внимание малые радиусы кривых и большие углы поворота линии. Практика Американских, Европейских и наших столичных трамваев определенно установила, что рациональная трассировка кривых, не повышая стоимости работ, уменьшает износы рельсов и бандажей, понижает расходы по ремонту пути и подвижного состава и повышает среднюю скорость движения при сохранении плавности и безопасности прохода вагонов по кривым.

В наших трамваях, как показала последняя анкета, за исключением Ленинграда, Москвы и Одессы, на вопрос этот не обращено должного внимания и трассировка кривых производится по устарелым методам во вред доходности предприятий.

Методы трассировки кривых, переходные кривые.

В настоящее время можно считать вполне установленным, что кривые нужно трассировать не по дугам круга определенного радиуса, а по кривым переменного радиуса, удовлетворяющим уравнению.

$$\boxed{Rs = p} \quad \text{или} \qquad (1)$$

$$R = \frac{p}{s} \quad \text{где}$$

p – постоянная величина, характеризующая кривую, параметр кривой

R – радиус кривизны в данной точке кривой;

s – длина кривой от начала кривой до данной точки;

иными словами закон изменения кривизны кривой может быть выражен так, что *радиусы кривизны обратно пропорциональны длинам кривой от ее начала.**

Такая трассировка кривых дает возможность прохода вагона с повышенной постоянной скоростью без заметных толчков.

В трамвайной практике, равно как и в железных дорогах нормального типа, принят смешанный метод трассировки: центральная часть кривой трассируется по дуге круга определенного радиуса R_0 и сопрягается с прямыми частями пути кривыми переменной кривизны, так называемыми *переходными кривыми*, удовлетворяющими уравнению (1).

Наибольшее распространение в трамвайном строительстве для разбивки переходных кривых получили *кубическая парабола* и *радиоидальная спираль*, последняя кривая применяется в виде *сложной кривой, состоящей из дуг круга, равной длины, радиусы которых изменяются по закону спирали.*

Кубическая парабола удовлетворяет уравнению

$$\boxed{R = \frac{p}{x}}, \text{ где} \qquad 2$$

x - длина абсциссы данной точки кривой.

т.е. *радиусы кривизны изменяются обратно пропорционально длинам касательных от начала кривой.*

Сложная кривая удовлетворяет уравнению

$$\boxed{R_n = \frac{p}{n \cdot \Delta s}}, \text{ где} \qquad 3$$

R_n - радиус n-ой дуги, считая от начала кривой;

Δs - длина равных дуг;

n - число дуг от начала кривой до рассматриваемой включительно;

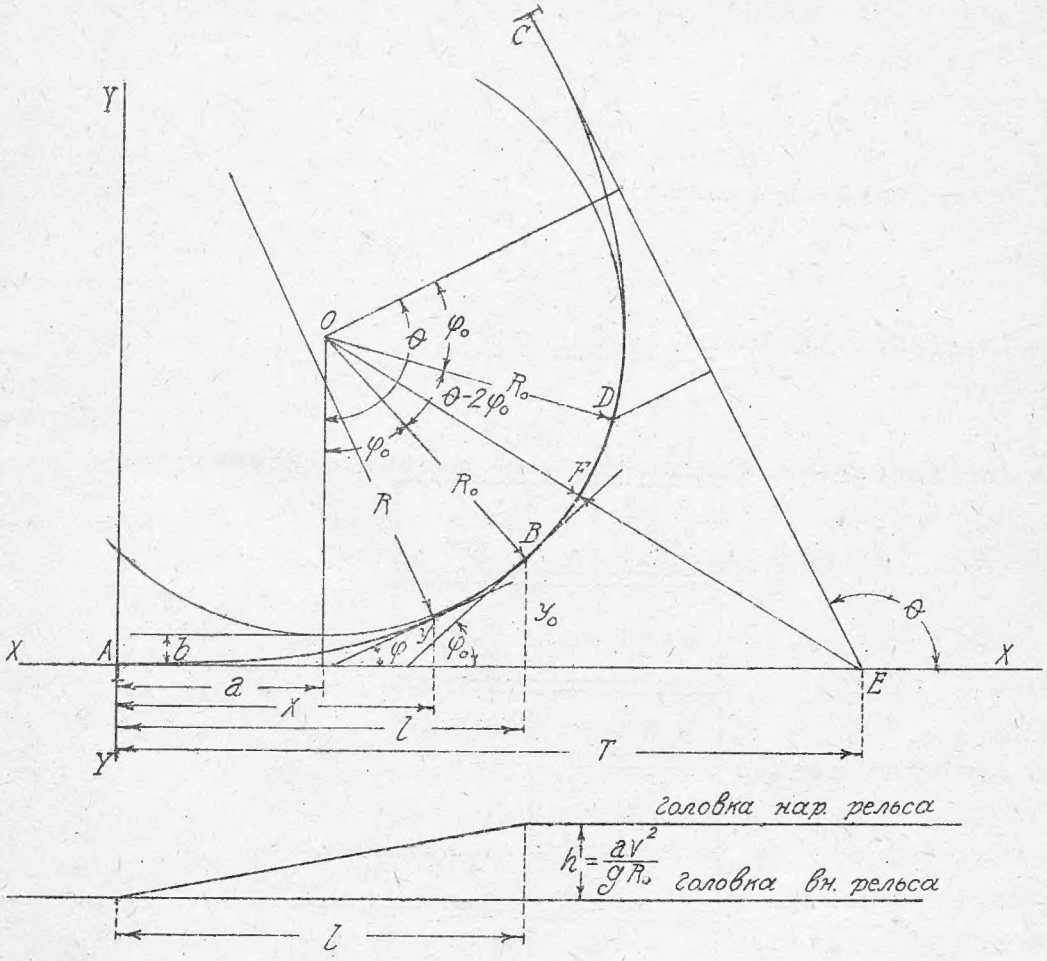
Вывод уравнений и анализ кривых приведен в моем курсе "Устройство пути городских и пригородных трамваев" и здесь мы приведем лишь основные формулы для разбивки необходимые для дальнейших рассуждений.

---

* *См. курс „Устройство путей городских и пригородных трамваев".*

Кубическая парабола.

Кубическая парабола разбивается на основании следующим формул (см. чертеж 1). На чертеже представлена разбивка кривой при угле поворота линии со вставкой переходных кривых на протяжении от A до B и от C до D ,



Черт. 1.

в средней части от B до D кривая разбита по дуге круга радиуса R_0. Переходные кривые удовлетворяют уравнению 2

$$R = \frac{p}{x}$$

Уравнение кривой в прямоугольной системе координат XX и YY получается из дифференциального уравнения радиуса кривизны:

$$\frac{1}{R} = \frac{x}{p} = \frac{\frac{d^2y}{dx^2}}{[1 + (\frac{dy}{dx})^2]^{\frac{3}{2}}} \quad \text{или}$$

пренебрегая величиной $(\frac{dy}{dx})^2 = tg^2\varphi$ имеем

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{x}{p}$$

Интегрируя получаем:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{x^2}{2p} = tg\varphi \quad \text{и}$$

интегрируя второй раз, имеем:

$$\boxed{y = \frac{x^3}{6p}} \qquad 4$$

Отсюда определяются элементы разбивки кривых:

$$\boxed{y_o = \frac{l^3}{6p} = \frac{l^2}{6R_o}} \qquad 5$$

$$\boxed{tg\,\varphi_o = \frac{l^2}{2p} = \frac{l}{2R_o}} \qquad 6$$

$$\boxed{a = l - R_o \sin\varphi_o} \qquad 7$$

Или приближенно $\boxed{a \approx \frac{l}{2}}$ 8

$$\boxed{b = y_o - R_o(1 - \cos\varphi_o)} \qquad 9$$

Или приближенно $\boxed{b = \frac{y_o}{4}}$ 10

Длина переходной кривой s_o определяется из выражения:

$$ds = \sqrt{dx^2 + dy^2} = dx\sqrt{1 + (\frac{dy}{dx})^2} =$$

$$= dx\sqrt{1 + (\frac{x^2}{2Rl})^2} = dx(1 + \frac{x^4}{8R^2l^2} + \ldots\ldots)$$

Ограничиваясь двумя членами ряда, получим

$$s = x(1 + \frac{x^4}{40\,R^2l^2})$$

$$s_o = l\left(1 + \frac{l^2}{40R_o^2}\right) \qquad 11$$

Или приближенно для больших R_o относительно l

$$s_o \leqq l \qquad 12$$

Тангенс кривой

$$T = a + (R_o + b)\operatorname{tg}\frac{\theta}{2} \qquad 13$$

Полная длина кривой

$$S = 2s_o + \pi R_o \frac{\theta - 2\varphi_o}{180^\circ} \qquad 14$$

Биссектриса кривой EF

$$EF = \frac{R_o + b}{\cos\frac{\theta}{2}} - R_o \qquad 15$$

Этими формулами исчерпываются все необходимые элементы для разбивки кривой.

Сложная кривая.

Сложная кривая, полный анализ которой и вывод формул приведен в основном курсе, разбивается на основании следующих выражений смотри чертеж 2.

При чем взят наиболее общий случай несимметричной кривой.

Кривая при угле поворота линии θ разбита с переходными кривыми по сложной кривой: на протяжении от A до B переходная кривая состоит из трех дуг круга длиной Δs с радиусами кривизны R_1, R_2 и R_3, на протяжении от C до D переходная кривая состоит из двух дуг круга длиной $\Delta s'$, с радиусами кривизны R_1' и R_2'; средняя часть кривой от B до D разбита по дуге круга радиуса R_o причем равные дуги Δs_1 взяты по оси пути. Для упрощения вычислений иногда принимают равные дуги для внутреннего рельса.

Основное уравнение кривой для оси пути

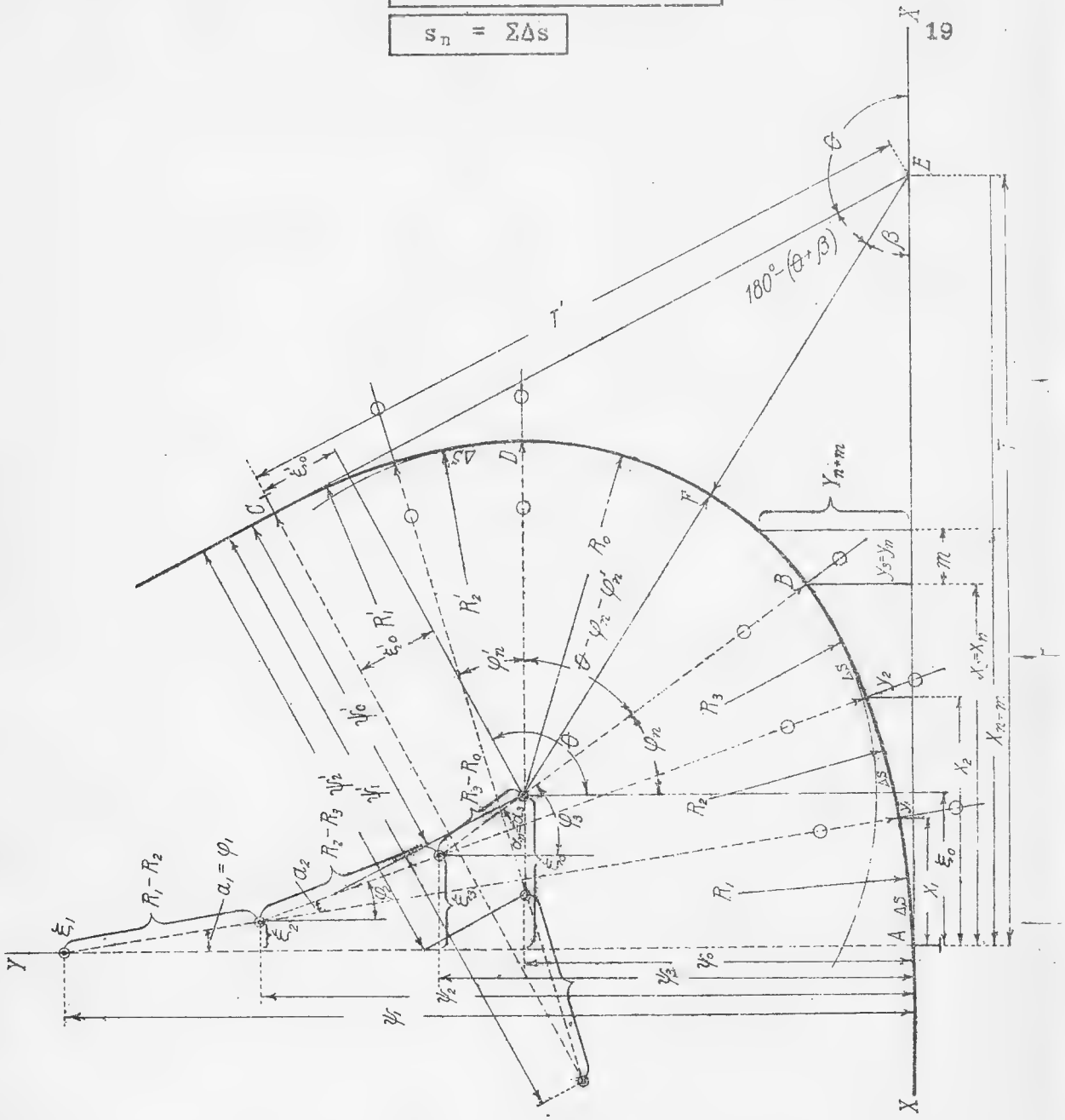
$$\rho = r_1 \Delta s_1 = R_n s_n = r_n n \Delta s \qquad 16$$

Далее имеем:

$$\Delta s_1 = \pi R_1 \frac{\alpha_1^\circ}{180^\circ} = 0{,}01745\ R_1 \alpha_1 \qquad 17$$

$$\Delta s_n = 0{,}01745\,\alpha_n R_n ; \qquad 18$$

$$s_n = \Sigma \Delta s \qquad 19$$



Черт. 2.

для оси пути $\Delta s_n = \Delta s_1$ и $s_n = n\Delta s_1$ 20

для центральных углов имеем:

$$\alpha_1 = \frac{\Delta s_1 \, 180^\circ}{\pi \, R_1} = 57,2958 \frac{\Delta s_1}{R_1} \qquad (21)$$

$$\alpha_n = n\alpha_1 \qquad (22)$$

для углов φ имеем

$$\varphi_n = \varphi_{n-1} + \alpha_n = \frac{n(n+1)}{2} \alpha_1 \qquad (23)$$

$$\varphi_1 = \alpha_1$$

для радиусов R

$$R_1 = 57,2958 \frac{\Delta s_1}{\alpha_1^\circ} \qquad (24)$$

для оси пути

$$R_n^{оси} = \frac{R_1^{оси}}{n} \qquad (25)$$

для внутренней и наружной нитки

$$R_n^{вн} = R_n^{оси} - \frac{a}{2}; \qquad R_n^{нар} = R_n^{оси} + \frac{a}{2}; \qquad (26)$$

Координаты кривой:

$$x_n = x_{n-1} + R_n (\operatorname{Sin} \varphi_n - \operatorname{Sin} \varphi_{n-1}) \qquad (27)$$

$$y_n = y_{n-1} + R_n [(1 - \operatorname{Cos} \varphi_n) - (1 - \operatorname{Cos} \varphi_{n-1})] \qquad (28)$$

для оси пути можно дать еще следующие общие выражения:

$$x_n^{оси} = R_1 \left\{ \operatorname{Sin} \varphi_1 + \frac{1}{2} [\operatorname{Sin} \varphi_2 - \operatorname{Sin} \varphi_1] + \ldots\ldots + \frac{1}{n} [\operatorname{Sin} \varphi_n - \operatorname{Sin} \varphi_{n-1}] \right\} \qquad (29)$$

$$y_n^{оси} = R_1 \left\{ (1 - \operatorname{Cos} \varphi_1) + \frac{1}{2} [(1 - \operatorname{Cos} \varphi_2) - (1 - \operatorname{Cos} \varphi_1)] + \ldots\ldots + \frac{1}{n} [(1 - \operatorname{Cos} \varphi_n) - (1 - \operatorname{Cos} \varphi_{n-1})] \right\} \qquad (30)$$

для внутренней и наружной нитки

$$x_n^{вн} = x_n^{оси} - \frac{a}{2} \operatorname{Sin} \varphi_n \qquad (31)$$

$$y_n^{вн} = y_n^{оси} - \frac{a}{2} (1 - \operatorname{Cos} \varphi_n) \qquad (32)$$

$$x_n^{нар} = x_n^{оси} + \frac{a}{2} \operatorname{Sin} \varphi_n \qquad (33)$$

$$y_n^{нар} = y_n^{оси} + \frac{a}{2} (1 - \operatorname{Cos} \varphi_n) \qquad (34)$$

В этих формулах за ось X-ов принимаются линии совпадающие с осью пути и соответственно с рабочими кантами головки внутреннего и наружного рельса

Координаты центров дуг

$$\xi_n = x_n - R_n \operatorname{Sin}\varphi_n = \xi_{n-1} + (R_{n-1} - R_n)\operatorname{Sin}\varphi_{n-1} \qquad 35$$

$$\psi_n = y_n + R_n \operatorname{Cos}\varphi_n = \psi_{n-1} - (R_{n-1} - R_n)\operatorname{Cos}\varphi_{n-1} \qquad 36$$

Координаты центра центральной части радиуса R_o

$$\xi_o = x_n - R_o \operatorname{Sin}\varphi_n = \xi_n + (R_n - R_o)\operatorname{Sin}\varphi_n \qquad 37$$

$$\psi_o = y_n + R_o \operatorname{Cos}\varphi_n = \psi_n - (R_n - R_o)\operatorname{Cos}\varphi_n \qquad 38$$

Координата кривой радиуса R_o определяются либо давая абсциссе x_n постоянное приращение равное 1 метру , либо давая постоянное приращение углу φ_n равное α_n т.е

$$\begin{aligned} x_{(n+m)} &= x_n + m \\ y_{(n+m)} &= \psi_o - \sqrt{R_o^2 - (x_n + m - \xi_o)^2} \end{aligned} \qquad 39$$

или

$$\begin{aligned} x_{(n+m)} &= x_n + R_o\left[\operatorname{Sin}(\varphi_n + m\alpha_n) - \operatorname{Sin}\varphi_n\right] \\ y_{(n+m)} &= y_n + R_o\left\{\left[1 - \operatorname{Cos}(\varphi_n + m\alpha_n)\right] - \left[1 - \operatorname{Cos}\varphi_n\right]\right\} \end{aligned} \qquad 40$$

Тангенс кривой определяется по формуле

$$T = \xi_o + \frac{\psi_o}{\operatorname{tg}\beta}$$

$$T' = \xi'_o + \frac{\psi'_o}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta - \theta)} = \xi'_o - \frac{\psi'_o}{\operatorname{tg}(\beta + \theta)}$$

Откуда заменяя $\operatorname{tg}\beta$ его значением

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{\psi_o \operatorname{Sin}\theta}{\psi'_o - \psi_o \operatorname{Cos}\theta}$$

получим

$$T = \xi_o + \frac{\psi'_o - \psi_o \operatorname{Cos}\theta}{\operatorname{Sin}\theta} \qquad 41$$

и аналогично

$$\operatorname{tg}(\beta + \theta) = \frac{\psi'_o \operatorname{Sin}\theta}{\psi'_o \operatorname{Cos}\theta - \psi_o}$$

откуда

$$T' = \xi_o' - \frac{\psi_o' \operatorname{Cos}\theta - \psi_o}{\operatorname{Sin}\theta}$$

или в таком виде

$$\boxed{T' = \xi_o' + \frac{\psi_o - \psi_o' \operatorname{Cos}\theta}{\operatorname{Sin}\theta}} \qquad 41'$$

Значения тангенсов T и T' можно представить в ином виде, выражая величины ξ_o, ξ_o', ψ_o и ψ_o' в функции координат кривой x_n, x_n', y_n, y_n' и радиуса центральной части кривой R_o из выражений 37 и 38, а именно

$$T = x_n - R_o \operatorname{Sin}\varphi_n + \frac{y_n' + R_o \operatorname{Cos}\varphi_n'}{\operatorname{Sin}\theta}$$

$$- \frac{y_n \operatorname{Cos}\theta + R_o \operatorname{Cos}\varphi_n \operatorname{Cos}\theta}{\operatorname{Sin}\theta}$$

или в таком виде

$$\boxed{T = x_n + \frac{y_n' - y_n \operatorname{Cos}\theta}{\operatorname{Sin}\theta} + R_o \frac{\operatorname{Cos}\varphi_n' - \operatorname{Sin}\varphi_n \operatorname{Sin}\theta - \operatorname{Cos}\varphi_n \operatorname{Cos}\theta}{\operatorname{Sin}\theta}} \qquad 42$$

Аналогично

$$\boxed{T' = x_n' + \frac{y_n - y_n' \operatorname{Cos}\theta}{\operatorname{Sin}\theta} + R_o \frac{\operatorname{Cos}\varphi_n - \operatorname{Sin}\varphi_n' \operatorname{Sin}\theta - \operatorname{Cos}\varphi_n' \operatorname{Cos}\theta}{\operatorname{Sin}\theta}} \qquad 42$$

Из этих выражений можно определить величину R_o в функции от T и T', а именно:

$$\boxed{R_o = \frac{(T - x_n)\operatorname{Sin}\theta - y_n' + y_n \operatorname{Cos}\theta}{\operatorname{Cos}\varphi_n' - \operatorname{Sin}\varphi_n \operatorname{Sin}\theta - \operatorname{Cos}\varphi_n \operatorname{Cos}\theta}} \qquad 43$$

$$\boxed{R_o = \frac{(T' - x_n')\operatorname{Sin}\theta - y_n + y_n' \operatorname{Cos}\theta}{\operatorname{Cos}\varphi_n - \operatorname{Sin}\varphi_n' \operatorname{Sin}\theta - \operatorname{Cos}\varphi_n' \operatorname{Cos}\theta}} \qquad 43'$$

Эти последние формулы применяются, когда нужно определить R_o по данным эпюрам переходных кривых и данному тангенсу T или T', что нередко встречается в узлах. В частных случаях формулы упрощаются, а именно:

1-ый случай: кривая симметрична, т.е : $x_n = x_n'$; $y_n = y_n'$; $T = T'$; $\beta = 90 - \frac{\theta}{2}$

$$T = T' = \xi_o + \psi_o \frac{1 - \operatorname{Cos}\theta}{\operatorname{Sin}\theta} \quad \text{или}$$

$$\boxed{T = \xi_o + \psi_o \operatorname{tg}\frac{\theta}{2}} \qquad 44$$

или в ином виде

$$T = x_n + y_n \operatorname{tg}\frac{\theta}{2} + R_o\left(\operatorname{Cos}\varphi_n \operatorname{tg}\frac{\theta}{2} - \operatorname{Sin}\varphi_n\right) \qquad 45$$

и

$$R_o = \frac{T - x_n - y_n \operatorname{tg}\frac{\theta}{2}}{\operatorname{Cos}\varphi_n \operatorname{tg}\frac{\theta}{2} - \operatorname{Sin}\varphi_n} \qquad 46$$

2-ой случай: угол поворота $\theta = 90^\circ$

$$T = x_n + y'_n + R_o(\operatorname{Cos}\varphi'_n - \operatorname{Sin}\varphi_n) \qquad 47$$

$$T' = x'_n + y_n + R_o(\operatorname{Cos}\varphi_n - \operatorname{Sin}\varphi'_n) \qquad 47'$$

$$R_o = \frac{T - x_n - y'_n}{\operatorname{Cos}\varphi'_n - \operatorname{Sin}\varphi_n} = \frac{T' - x'_n - y_n}{\operatorname{Cos}\varphi_n - \operatorname{Sin}\varphi'_n} \qquad 48$$

3-ий случай: кривая симметрична и угол $\theta = 90^\circ$ тогда формулы принимают вид

$$T = T' = x_n + y_n + R_o(\operatorname{Cos}\varphi_n - \operatorname{Sin}\varphi_n) \qquad 49$$

и

$$R_o = \frac{T - x_n - y_n}{\operatorname{Cos}\varphi_n - \operatorname{Sin}\varphi_n} \qquad 50$$

Если при вычислении по этим формулам R_o получится больше R_n или R'_n, то следует пересчитать R_o приняв вместо R_n, R'_n, φ_n и φ'_n величины R_{n-1}, R'_{n-1}, φ_{n-1} и φ'_{n-1}, т.е. вынуть элементы переходной кривой Δs_n и $\Delta s'_n$.

Вышеприведенные выражения T и R_o можно дать в функции от ξ_n, ξ'_n, ϕ_n, ϕ'_n, R_n, R'_n, но выражения получаются более сложные и требуется подсчет величин ξ и ϕ, поэтому приведенные выражения предпочтительнее.

Величина биссектрисы кривой EF определяется по формуле

$$EF = \frac{\psi_o}{\operatorname{Sin}\beta} - R_o \qquad 51$$

которая для симметричной кривой принимает вид

$$EF = \frac{\psi_o}{\operatorname{Cos}\theta/2} - R_o \qquad 51'$$

Полная длина кривой определяется из выражения

$$S = s_o + s'_o + \pi R_o \frac{\theta - \varphi_o - \varphi'_o}{180^\circ} \qquad 52$$

Для симметричной кривой

$$S = 2s_o + \pi R \frac{\theta - 2\varphi_o}{180^\circ} \qquad 52'$$

Характеристика переходной кривой.

Характеристикой переходной кривой является параметр ее p, согласно уравнению 1

$$p = Rs$$

которое для кубической параболы принимает вид

$$p = Rx$$

и для сложной кривой

$$p = R_n n\Delta s = R_1 \Delta s_1$$

Уравнение $p = Rs$ гарантирует плавность движения по кривой при некоторой постоянной скорости v, при условии определенного соотношения между величинами p, R_o и v. Соотношения эти могут быть определены путем опыта, при чем до последнего времени обычно ограничивались, как характеристикой плавности величиной отношения $\frac{v^2}{R_o}$, т.е. величиной конечного ускорения приобретаемого вагоном при движении по центральной части кривой по дуге круга радиуса R_o.

Наиболее подходящими следует признать Американские нормы, а именно:

$$\text{если } R_o < 40 \text{ м, то } \frac{v^2}{R_o} \leqslant 0,7$$

$$\text{если } R_o > 40 \text{ м, то } \frac{v^2}{R_o} \leqslant 1,0$$

отсюда часто встречающиеся в практике выражения

$$v^{м/с} = 0,83\sqrt{R_o} \text{ или } v^{км/ч} = 3\sqrt{R_o}$$

$$v^{м/с} = \sqrt{R_o} \text{ или } v^{км/ч} = 3,6\sqrt{R_o}$$

К этим нормам близки все соотношения принятые в различных странах для городских и пригородных железных дорог, при чем как максимум встречается выражение

$$v^{км/ч} = 4\sqrt{R_o}$$

Что же касается длины переходной кривой s, то тако-

вая определялась в зависимости от повышения наружного рельса h и уклона i, при котором оно осуществлялось

$$s = \frac{h}{i}$$

Обычные формулы для определения повышения наружного рельса имеют вид

$$h = \frac{av^2}{gR}$$

что для нормальной колеи a = 1,524 м. и ускорении силы тяжести g = 9,81 м/с² дает

$$h^м = 0,155\frac{v^2}{R} \backsim 0,16\frac{v^2}{R}$$

или формула иного вида, принятая в технических условиях Н.К.П.С.

$$h^м = 1,6\frac{v^{м/с}}{R_м} = 0,5\frac{v^{км/ч}}{R_м}$$

Исходя из первой формулы получим

$$\boxed{p = Rs = R\frac{h}{i} = R\frac{av^2}{gRi} = \frac{av^2}{gi}} \qquad 53$$

что для нормальной колеи a = 1,524 м. дает

$$p = 0,16\frac{v^2}{i}$$

Эта последняя формула дает зависимость величин параметра p от скорости движения v и уклона для разгонки повышения наружного рельса i, величина которого колеблется от 0,001 до 0,003 для ж.д. междугородних и от 0,005 до 0,015 для трамваев и метрополитенов.

Таким образом за исходный базис плавности и безопасности движения принята величина уклона i.

Последние наблюдения над движением вагонов по кривым показали, что плавность движения зависит главным образом от соотношения скорости движения v и длины переходной кривой s. Инженер Petersen, наблюдая движение вагонов по кривым на однорельсовых подвесных железных дорогах пришел к выводу, что при скоростях движения соответствующих магистральным железным дорогам, т.е. когда $v^{м/с} = \sqrt{R_o}$, для плавного движения, при котором пассажиры

не замечают толчков при переходе вагона с прямой на кривую, время перехода по переходной кривой t должно быть не менее 3,6 секунд, - т.е. длина переходной кривой должна быть не менее скорости движения в километрах в час

$$\boxed{s^{м} = tv^{м/с} \geqslant 3,6v^{м/с} \geqslant v^{км/ч}} \qquad 54$$

Ту же зависимость можно представить в ином виде, характеризуя плавность перехода с прямой на кривую величиной приращения ускорения в единицу времени

$$\Delta c = \frac{c}{t} = \frac{v^2}{R_o} : t = \frac{v^2 . v}{R_o s} = \frac{v^3}{p} = \frac{1}{3,6} = 0,28 \backsim 0,3$$

$$\boxed{\Delta c = 0,28 \backsim 0,3} \qquad 55$$

Необходимо помнить, что величина отношения $\frac{v}{s}$ меняется в зависимости от отношения $\frac{v^2}{R_o}$, что видно из последнего выражения $\Delta c = 0,28 = Const$. Так, принимая

$$v = \sqrt{0,7\ R}$$

получим

$$\Delta c = 0,28 = \frac{v^2 . v}{R . s} = 0,7 \frac{v}{s}$$

откуда

$$\frac{v}{s} = 0,4 \quad и$$

$$S^{м} = 2,5\ v^{м/с}$$

Таким образом мы имеем следующие нормы для характеристики переходной кривой в зависимости от скорости движения и радиуса центральной части кривой

$$\boxed{R_o \leqslant 40 \quad м; \qquad v^{м/с} = \sqrt{0,7\ R_o}; \qquad s^{м} = 2,5\ v^{м/с}} \qquad 56$$

$$\boxed{R_o > 40 \quad м; \qquad v^{м/с} = \sqrt{R_o}\ ; \qquad s^{м} = 3,6\ v^{м/с}} \qquad 57$$

$$\boxed{\Delta c = \frac{v^3}{p} = 0,28} \quad \text{или} \quad \boxed{p = 3,6\ v^3} \qquad 58$$

Эти выражения вполне определяют эпюру переходной кривой разбитой по радиоидальной спирали и по кубической параболе, в которых $R_1 = \infty$.

Что же касается сложной кривой, в которой начальный радиус переходной кривой имеет конечную величину

$$R_1 = \frac{p}{\Delta s} = 57,2958 \frac{\Delta s}{\alpha_1},$$

то для определения его величины в зависимости от скорости движения необходимо установить предельную величину начального ускорения $\frac{v^2}{R_1}$

Из имеющихся данных трамвайной практики можно дать следующие нормы $\boxed{\frac{v^2}{R_1} = 0,1}$ и $\boxed{Max \frac{v^2}{R_1} = 0,15}$

последняя норма соответствует начальному ускорению крайней точки вагона 0,3 приведенной в основном курсе. Для уменьшения толчка при входе на кривую можно заменить дугу круга первого элемента Δs_1 кубической параболой с параметром $p = 2R_1^2 \operatorname{tg} \varphi_1 \backsim 2\Delta s_1 R_1$; как это показано далее.

Принимая за основную характеристику плавности движения величину

$$\Delta c = \frac{v^3}{p} = 0,28$$

получим следующее выражение для уклона i при ширине колей a = 1,524 м.

$$i = 0,16 \frac{v^2}{\rho} = 0,16 \times 0,28 \frac{v^2}{v^3} = \frac{0,044}{v}$$

или выражая i в функции от R_o

$$\text{если } \frac{v^2}{R_o} = 1,0 \text{ , то } i = \frac{0,044}{\sqrt{R}}$$

$$\text{если } \frac{v^2}{R_o} = 0,7 \text{ то } i = \frac{0,044}{\sqrt{0,7R_o}} = \frac{0,53}{\sqrt{R_o}}$$

Нормальные эпюры переходных кривых.

Установив критерий, характеризующий переходную кривую с точки зрения плавности прохода подвижного состава, мы можем выбрать наиболее рациональные эпюры для данных местных условий и принять их как *нормальные*.

Основные требования предъявляемые к нормальной переходной кривой можно формулировать в следующих пунктах:

1)Плавность прохода подвижного состава при максимальной скорости.

2)Возможность укладки в зависимости от ширины улицы и угла поворота линии,определяемая величиной биссектрисы кривой.

3)Простота разбивки и производства работ при укладке и гнутье рельсов.

4)Точность подсчета длины кривой,имеющая особо важное значение для городских линий,при укладке стыков без зазоров.

5)Возможность замены переходной кривой узловым соединением при развитии линий без значительных перемещений рельсов кривой.

Удовлетворение требованию пункта 1) обуславливается приведенными выше формулами,дающими предельные значения

$$c_o = \frac{v^2}{R_o}\ ; \qquad c_1 = \frac{v^2}{R_1}\ ; \qquad \Delta c = \frac{v^3}{p}$$

Удовлетворение требованию 2) ставит ограничение в величине центрального радиуса кривой R_o и длины переходной кривой s_n в зависимости от ширины и угла поворота улиц.

Решающее значение в этом случае имеет величина биссектрисы кривой,определяемая формулой

$$B = \frac{\phi_o}{\mathrm{Cos}\ \theta/2} - R_o$$

Так как в большем числе случае угол поворота $\theta = 90^\circ$ то формула эта для предварительных соображений принимает вид

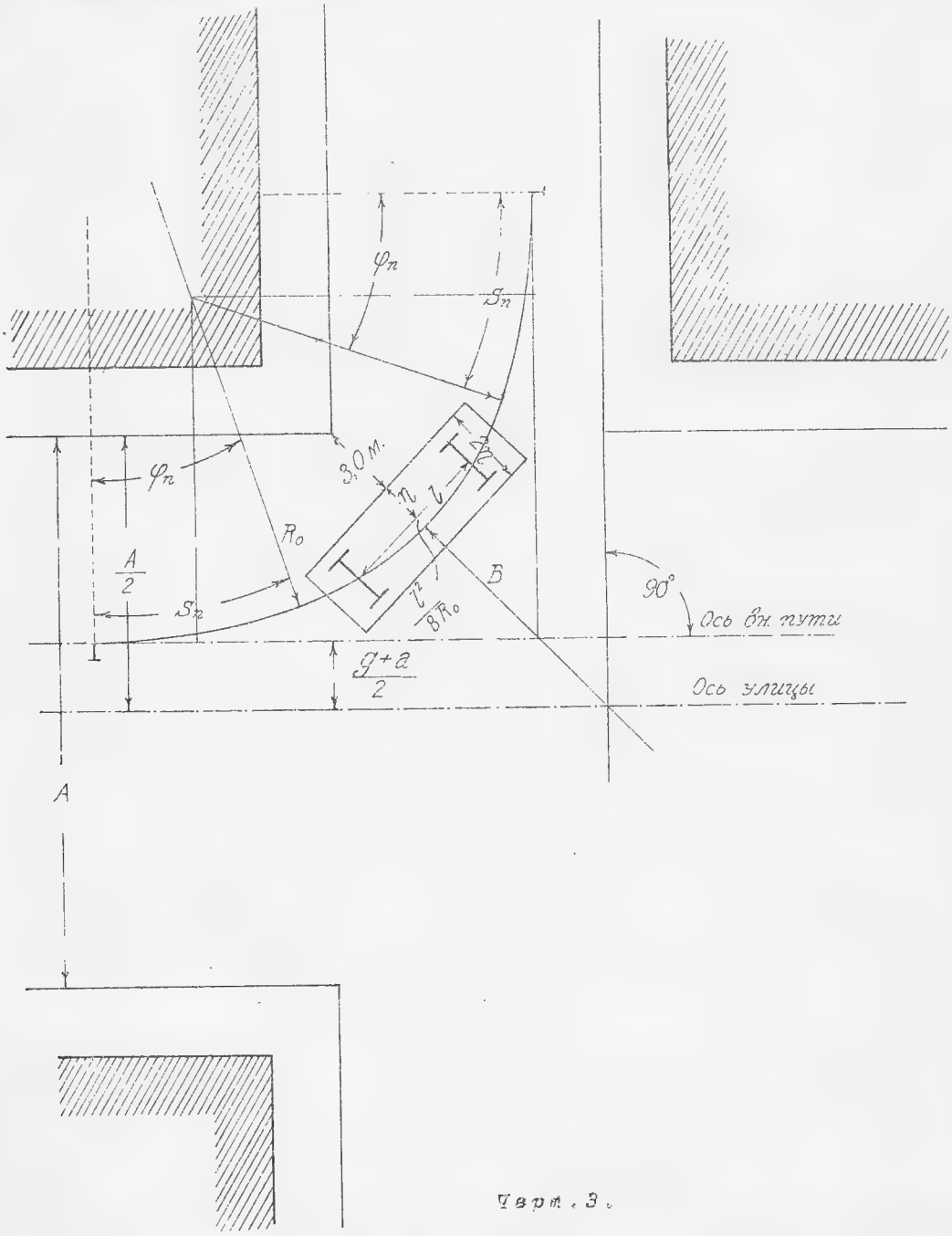
$$B = \frac{\phi_o}{0,71} - R_o = \backsim 1,4\ \phi_o - R_o$$

Или заменяя ϕ_o его значением из формулы (38)

$$B = 1,4[\ \phi_n - (R_n - R_o)\mathrm{Cos}\ \varphi_n\ ] - R_o \quad \text{или}$$

$$\boxed{B = 1,4\left\{ y_n + R_o(\mathrm{Cos}\ \varphi_n - 0,71) \right\}} \qquad 60$$

Зная величину биссектрисы B можно определить минимальную ширину улицы A необходимую для укладки кривой при данном центральном радиусе R_o и данной эпюре переходной кривой - (черт.3).



Черт. 3.

Действительно из чертежа 3 можно написать следующую зависимость:

$$2\left(\frac{A - g - a}{2}\right)^2 \geqslant \left(B + \frac{l^2}{8R_o} + \eta + 3{,}0\ м\right)^2$$

откуда

$$\frac{\sqrt{2}(A - g - a)}{2} \geqslant B + \frac{l^2}{8R_o} + \eta + 3{,}0\ м.$$

откуда

$$\boxed{A \geqslant 1{,}42\left(B + \frac{l^2}{8R_o} + \eta + 3{,}0\right) + g + a} \qquad 61$$

где A - ширина улицы, B - биссектриса, l - расстояние между осями двухосного или центрами тележек четырехосного вагона, 2η - ширина вагона, a - ширина колеи, и g - междупутия.

Принимая для городских линий $\eta = 1{,}2$ м; $l = 3{,}3$ м. $g = 2{,}234$; $a = 1{,}524$ получим

$$A \geqslant 1{,}42\left(B + \frac{1{,}4}{R_o} + 4{,}2\right) + 3{,}758$$

По этой формуле можно определять ширину улицы для углов поворота близких к 90°.

В смысле удовлетворения требований пунктов 3) и 4) переходные кривые разбитке по сложной кривой имеют несомненные преимущества.

Наконец, для удовлетворения требования пункта 5) для разбивки узловых соединений применяются переходные кривые, представляющие собой видоизмененные эпюры основных переходных кривых при одной и той же величине биссектрисс.

Видоизменение заключается в том, что на протяжении длина стрелки, ряд последовательных дуг сложной кривой в начале переходной кривой заменяется одной дугой круга соответствующего радиуса при одном и том же угле поворота $\varphi_м$. Этим с одной стороны упрощается изготовление стрелки, а с другой достигается возможность получить надлежащую кривизну пера стрелки, вытекающую из конструктивных соображений.

Как пример переходных кривых разбитых по сложной кривой, приведем нормальные эпюры рекомендуемые в Америке A.E.R.E.A. и Английские эпюры, предложенные инженером Holt'ом. В таблице 1 приведены элементы этих эпюр.

Т А В Л И Ц А I.

	Δs фут	Δs метр	α_1	R_1	R_n	n	φ_n	R_o	s_n	$\frac{v^2}{R_o}$	v м/с	v км/ч	v^2/R_1	$\frac{v^3}{R_o s_n}$	B	A
A. E. R. E. A.	4',5	1,373	1°	78,67	11,29	7	28°	11,00	9,61	0,7	2,3	8,3	0,07	0,17	4,81	16,6
	"	"	"	"	13,11	6	21°	12,00	8,24	"	2,4	8,7	0,07	0,24	5,3	17,4
	5',3	1,617	"	92,65	13.23	7	28°	13,0	11,47	"	2.5	9,0	0,07	0,15	5,70	18,0
			"		15,44	6	21°	15,0	9,86	"	2,7	9,7	0,08	0,19	6,35	18,9
			"		18,53	5	15°	18,0	8,09	"	3,0	10,8	0,11	0,26	7,75	20,8
	6',5	2,083	"	113,62	22,72	5	15°	20,0	10,42	"	3,1	11,3	0,08	0,21	8,35	21,7
	8',5	2,593	"	148,57	24,76	6	21°	25,0	12,97	"	3,5	12,6	0,08	0,19	10,50	24,7
			"	"	29,71	5	15°	27,5	15,59	"	3,7	13,3	0,10	0,17	11,35	25,9
	10',0	3,05	"	174,75	33,95	5	15°	30,0	15,25	"	3,8	13,7	0,10	0,18	12,50	28,5
			"	"	45,07	4	10°	35,0	12,15	"	4,1	14,7	0,15	0,29	14,30	30,1
	12',5	3,813	"	218,44	43,75	5	15°	40,0	18,65	0,8	5,7	20,6	0,15	0,26	16,7	33,5
			"	"	54,52	4	10°	45,0	15,25	0,7	5,7	20,6	0,15	0,27	17,0	33,9
	15',0	4,575	"	261,128	52,50	5	15°	50,0	22,9	0,85	6,3	22,2	0,15	0,23	20,25	38,6
			"	"		4	10°	55,0	18,27	0,73	6,3	22,2	0,15	0,25	23,47	43,1
	17',5	5,338	"	305,816	62,50	5	15°	60,0	26,6	0,78	6,8	24,2	0,15	0,22	24,6	44,7
	"		"	"	78,5	4	10°	75,0	21,3	0,62	6,8	24,2	0,15	0,20	30,1	54,5
	20',0	6,10	"	350,0	70,0	5	15°	60,0	30,5	1,0	7,8	28,0	0,15	0,26	25,2	45,6
			"	"	87,5	4	10°	75,0	24,2	0,8	7,8	28,0	0,15	0,26	32,4	55,7
Holt	2',5	0,763	30'	87,4	10,9	8	18°	10,0	6,1	0,7	2,2	8,0	0,06	0,23	4,3	16,0
		"	"	"	12,6	7	14°	11,5	5,3	"	2,3	8,3	0,05	0,27	4,4	16,1
	2',5	0,763	20'	131,1	13,11	10	18°	12,0	7,6	"	2,3	8,3	0,04	0,19	4,55	16,5
		"	"	"	21,8	6	7°	19,0	4,6	0,3	2,3	8,3	0,04	0,31	7,6	20,7
	4',0	1,220	20'	209,7	20,97	10	15°	20,0	12,2	0,7	3,1	11,3	0,05	0,18	8,0	22,2
		"	"	"	34,8	6	7°	30,0	7,3	0,7	3,3	13,7	0,07	0,36	11,7	26,3
	5',0	1,525	20'	263,0	43,6	6	7°	40,0	9,2	0,6	5,0	18,0	0,10	0,34	16,6	30,9
				"	65,8	4	3° 20'	60,0	6,1	0,4	5,0	18,0	0,10	0,34	24,6	42,0
Ленинград.		1,074	20'	184,56	18,46	10	18° 20'	16,0	10,74	0,7	2,8	10,1	0,04	0,18	7,0	18,2
					36,92	5	5°	30,0	5,37	0,7	2,8	10,1	0,04	0,35	12,9	26,4

Приведенные в таблице I элементы эпюр переходных кривых для возможности сравнения даны в метрах, в действительности в Англии и в Америке до сего времени придерживаются измерений в футах и дюймах, и потому в графе 1 размеры дуг Δs даны в футах и приняты за основную величину эпюры.

Как видно из таблиця, AEREA для всех эпюр принимает один и тот же угол $\alpha = 1^{\circ}$ и основное отличие эпюр заключается в различной величине Δs.

Пять первых эпюр предназначены для городских линий, при величине дуги от $\Delta s = 4',5$ до $\Delta s = 10',0$

Четыре последние эпюры; от $\Delta s = 12',5$ до $\Delta s = 20'$ предназначены для пригородних линий и для городских при угле поворота линии $\vartheta \leqslant 60^{\circ}$.

Английские эпюры Holta отличаются друг от друга не только величиной дуги Δs, но и величиной угла α, и предназначены для городских линий, равно как и примененная мною в 1912 г. эпюра Ленинградского трамвая, оставшаяся поныне. Все эпюры построены по сложной кривой, принимая равные дуги Δs по оси пути, к которой и относятся все приведенные в таблице элементы.

Для сравнения эпюр в таблице приведены величины ускорений, характеризующие плавность движения:

$c_0 = \frac{v^2}{R_p}$; $c_1 = \frac{v^2}{R_1}$; $\Delta c = \frac{v^3}{R_0 s_n}$ и потребная ширина улицы A считая ширину колеи $a = 1{,}524$ м., ширину междупутия $g = 2{,}234$ м, ширину вагона $2\eta = 2{,}4$ м и расстояние габарита вагона на кривой до угла тротуара 3,0 м.

Сравним три приведенные группы эпюр для одинаковых центральных радиусов кривых R_0, для предельных величин R_0 наиболее часто встречающихся на практике при углах поворота линии $\vartheta = 90^{\circ}$, а именно для $R_0 = 16$ м. и $R_0 = 30$м. см. таблицу II.

Таблица II.

	R_o = 16,0 м.						R_o = 30,0 м.					
	v^2/R_o	v^2/R_1	$v^3/R_o s_n$	$v^{3/4}$	A^m	v %	A %	v^2/R_o	v^2/R_1	$v^3/R_o s_n$	$v^{3/4}$	A^m	v %	A %
AEREA	0.7	0.09	0.21	10.1	18.1	100.0	100.0	0.7	0.10	0.18	13.7	25.9	100.0	100.0
Holt	0.7	0.04	0.25	8.3	16.6	82.0	92.0	0.7	0.07	0.36	13.7	24.1	100.0	90 0
Ленин	0.7	0.04	0.18	10.0	18.2	99.0	100.0	0.7	0.04	0.35	10.1	26.4	74.0	100.0

Из таблицы видно, что для R_o = 15м эпюры AEREA и Ленинграда одинаковы, при чем плавность входа для Ленинградской эпюры больше 0,04 < 0,09; эпюра Holt'a менее выгодна, так как при уменьшении A на 8%, скорость v понижается на 18%. Для радиуса R_o = 30м. наиболее выгодна эпюра Holt'a так как при той же скорости v, ширина улицы A уменьшается на 10%, что получается результатом уменьшения плавности движения по переходной кривой, вследствие меньшей ее длины s_n; наименее выгодной является Ленинградская эпюра, так как при той же ширине улицы A, скорость движения понижается на 26%, вследствие недостаточной длины переходной кривой, принимая

$$\Delta c = \frac{v^3}{R_o s_n} \leqslant 0,35$$

Из той же таблицы I можно установить колебания величин $c_1 = \frac{v^2}{R_1}$ и $\Delta c = \frac{v^3}{R_o s_n}$ принимая за основу, что при R < 40м. $\frac{v^2}{R_o} \leqslant 0,7$

и R $\geqslant$ 40м. $\frac{v^2}{R_o} \leqslant 1,0$

Колебания эти достигают для c_1 от 0,04 до 0,15 и для Δc от 0,15 до 0,36 и как норма предлагаю принять:

в среднем: $c_1 = \frac{v^2}{R_1} \leqslant 0,1$ $\quad Max c_1 = 0,15$

" $\quad \Delta c = \frac{v^3}{R_o s_n} = 0,30$ $\quad max \Delta c = 0,35$

Наилучшая эпюра для данного R_o будет та, которая при наибольшей плавности движения, характеризуемся указанными величинами c_o; c_1 и Δc дает наибольшую скорость движения v при наименьшей ширине улицы A. Нет надобности непроизводительно увеличивать длину переходной кривой s_n, так как помимо того, что ширина улицы A пропорционально возрастает с увеличением длины кривой s_n, но увеличение длины s_n удорожает стоимость укладки, как по производству работ, так и весу рельсов (специальный рельс для кривых на 8% тяжелее нормального профиля).

Поэтому идеальная переходная кривая должно точно удовлетворять нормам, т.е.

$$\left.\begin{array}{l} R_o < 40 \text{ м. } c_o = \frac{v^2}{R_o} = 0,7 \\ R_o \geqslant 40 \text{ м. } c_o = \frac{v^2}{R_o} = 1,0 \end{array}\right\} \quad c_1 = \frac{v^2}{R_1} = 0,10; \quad \Delta c = \frac{v^3}{R_o s_n} = 0,3$$

Для удовлетворения этому требованию для каждого радиуса R_o пришлось бы иметь свою эпюру переходной кривой, что создало бы большие неудобства в эксплоатации и потому приходится принимать среднее решение, т.е. применять одну и ту же эпюру для группы радиусов R_o, что мы и видим на практике, см. таблицу I.

Эпюра переходной кривой стрелочных ответвлений.

Как уже было сказано выше для узловых соединений расчитывается особая переходная кривая, определяющая собой видоизмененную основную эпюру.

Для примера приведем эпюру стрелочного ответвления со стрелкой односторонней кривизны по дуге круга радиуса R = 100' считая по оси кривой, полученную из основной эпюры переходной кривой AEREA при дуге $\Delta s = 5',3$. Основная эпюра переходной кривой при $\Delta s = 5',3$ определя-

ется следующими элементами, размеры в футах отнесены к рабочему канту внутреннего рельса (см. таблицу III).

Таблица III.

n	R_n	α_n	φ_n	x_n	y_n	s_n	$\pi\frac{\varphi_n}{180^\circ}$	$1-\cos\varphi_n$	$\sin\varphi_n$
1	301,313	1°	1°	5,259	0,046	5,259	0,01745	0,00015	0,01745
2	149,490	2°	3°	10,477	0,228	10,477	0,05236	0,00137	0,05234
3	98,882	3°	6°	15,633	0,634	15,654	0,10472	0,00548	0,10453
4	73,563	4°	10°	20,718	1,349	20,789	0,17453	0,01519	0,17365
5	58,379	5°	15°	25,690	2,451	25,884	0,26180	0,03407	0,25882
6	48,257	6°	21°	30,494	4,012	30,939	0,36652	0,06642	0,35837
7	41,027	7°	28°	35,052	6,089	35,950	0,48869	0,11705	0,46947

Таблица составлена таким образом: по оси пути принята длина равных дуг $\Delta s = 5',3$; тогда $R_1^{\text{оси}} = 57,2958\frac{5',3}{1^\circ} = 303',646$; по рабочему канту внутреннего рельса $R_1^{\text{в.р.}} = R_1^{\text{оси}} - 2'\,4'' = 303',646 - 2,333' = 301',313$; следующий радиус $R_2^{\text{оси}} = 57,2958\frac{5',3}{2^\circ} = 151',823$; $R_2^{\text{в.р.}} = 151',823 - 2,333 = 149',490$ и т.д. Длина кривой s_n определена следующим образом:

$$\Delta s_1 = \frac{1}{57,2958}\alpha_1 R_1 = 0,01745 \times 1^\circ \times 301,313 = 5',259$$

$$\Delta s_2 = 0.01745 \times 2^\circ \times 149,490 = 5',218;\quad s_1 = \Delta s_1 = 5',259$$

$$s_2 = s_1 + \Delta s_2 = 5,259 + 5,218 = 10',477;\ \text{и т.д.}$$

Координаты определены по выше приведенным формулам. Соответствующая эпюра переходной кривой стрелочного ответвления приведена в таблице IV.

Таблица IV.

n	R'_n	α'_n	φ'_n	x'_n	y'_n	s'_n	R_o	ξ_o	ψ_o
1	97,625	7° 57'	7° 57'	13,502	0,938	13,546			
2	73,563	2° 03'	10°	16,102	1,349	16,178			
3	58,379	5°	15°	21,074	2,451	21,273	57,625	6,160	58,113
4	48,257	6°	21°	25,878	4,012	26,326	47,625	8,811	48,474
5	41,027	7°	28°	30,436	6,089	31,338	40,125	11,599	41,518

Эпюра IV вычисляется из следующих соображений:

1)Радиус R_1' должен равняться радиусу пера стрелки

$$R_1' = R^{стр.}$$

2)Угол α_1 должен равняться или быть больше центрального угла соответствующего длине стрелки l по прямому направлению

$$\alpha_1' \geqslant \text{arc Sin}\frac{l_1}{R_1'}$$

при чем длина стрелки l_1 и радиус кривизны пера R_1' выбираются из конструктивных соображений (см.основной курс).

3)Ордината кривой y_2' должна равняться ординате первого из остающихся элементов основной эпюры,в нашем случае

$$y_2^{IV} = y_4^{III}$$

в общем случае

$$y_2' = y_m$$

где y_m - ордината первого из остающихся элементов.

4)Радиус R_2' и угол φ_2' должен равняться радиусу и углу соответствующим первому из остающихся элементов,в нашем случае:

$$R_2^{IV} = R_4^{III} \quad \text{и} \quad \varphi_2^{IV} = \varphi_4^{III}$$

в общем случае $R_2' = R_m$ и $\varphi_2' = \varphi_m$

Отсюда устанавливаются пределы: $R_1' > R_m < R_{m-1}$ или $R_1' > (m-1)R_1') < mR_1')$; $\varphi_1' > \varphi_{m-1} < \varphi_m$ или $\varphi_1' > \frac{(m-1)m}{2}\alpha_1 <$ $< \frac{m(m+1)}{2}\alpha_1$ т.е. $\alpha_1 > \frac{2\varphi_1'}{m(m+1)} < \frac{2\varphi_1'}{(m-1)m}$

Таким образом последовательный ход вычисления элементов эпюры переходной кривой стрелочного ответвления представится в следующем виде:

1)Из эпюры стрелки мы знаем величину радиуса R_1' и угла $\alpha_1' = \varphi_1'$

2)Определяем предельные величины начального радиуса R_1 и угла α_1 основной эпюры.задаваясь условием,что

$$R_2' = R_m ; \quad \varphi_2' = \varphi_m \quad \text{и} \quad y_2' = y_m$$

тогда

$$\boxed{R_1 > (m-1)R_1' < m R_1'} \qquad 62$$

$$\boxed{\alpha_1 > \frac{2\varphi_1'}{(m(m+1)} < \frac{2\varphi_1'}{(m-1)m}} \qquad 63$$

3)Зная предельные величины R_1 и α_1 вычисляем элементы основной эпюры, принимая α_1 в круглых числах минут, для простоты вычислений.

4)Вычисляем величину угла φ_1' из выражения

$$\boxed{(1 - \operatorname{Cos}\varphi_1') = \frac{y_m - Rm(1 - \operatorname{Cos}\varphi_m)}{R_1' - R_m}} \qquad 64$$

5)Зная точную величину угла $\varphi_1' = \alpha_1'$ вычисляем элементы стрелочной эпюры, в которой начальный радиус будет равен радиусу стрелки:

$$R_1' = R^{стр} ; \ \alpha_1' = \varphi_1' ; \ R_2' = R_m ; \ \varphi_2' = \varphi_m ; \ \alpha_2' = \varphi_2' - \varphi_1' = \varphi_m - \varphi_1'$$

6)При правильном выборе элементов и точном расчете получим:

$$y_2' = y_m ; \ y_3' = y_{m+1} ; \ \ldots \ y_n' = y_{m+(n-2)}$$

$$R_2' = R_m ; \ R_3' = R_{m+1} ; \ \ldots \ R_n' = R_{m+(n-2)}$$

$$\varphi_2' = \varphi_m ; \ \varphi_3' = \varphi_{m+1} ; \ \ldots \ \varphi_n' = \varphi_{m+(n-2)}'$$

$$x_m - x_2' = x_{m+1} - x_3' = x_{m+(n-2)} - x_n' = \text{Const} = F$$

Последнее условие вытекает из следующих соображений:

$$F = x_{m+n-2} - x_n' = x_{m+n-3} + R_{m+n-2}(\operatorname{Sin}\varphi_{m+n-2} - \operatorname{Sin}\varphi_{m+n-3}) -$$

$$- x_{n-1}' - R_n'(\operatorname{Sin}\varphi_n' - \operatorname{Sin}\varphi_{n-1}')$$

так как $R_{m+n-2} = R_n'$, $\varphi_{m+n-2} = \varphi_n'$, то

$$F = x_{m+n-3} - x_{n-1}' + R_{m+n-2}(\operatorname{Sin}\varphi_n' - \operatorname{Sin}\varphi_{m+n-3})$$

это выражение имеет место для всех величин x, x', φ, φ' и R при $n \geqslant 2$, поэтому

$$\boxed{F = x_m - x_2' = x_{m-1} - x_1' + R_m(\operatorname{Sin}\varphi_1' - \operatorname{Sin}\varphi_{m-1}) = \text{Const.}} \qquad 65$$

Для нашего случая величина F определяется

$$F = x_3 - x_1' - R_4 (\sin\varphi_1' - \sin\varphi_3) = 15,633 - 13,502 +$$

$$+ 73,563 \times (0,13831 - 0,10453) = 4,616$$

При такой проектировке эпюр получается полное совпадение кривых начиная с дуги радиуса $R_м = R_2'$ и лишь начало кривой отодвигается на величину F ;на эту же величину уменьшается тангенс кривой стрелочного ответвления T', т.е. $T - T' = F$

Совпадение кривых в пределах переходной кривой ясно из одинаковости величин ординат

$$y_n' = y_{м+n-2}$$

Совпадение центральной части кривой проверим подсчетом биссектрисс. Величина биссектриссы B при угле поворота линии $\theta = 90^\circ$ определяется из выражения:

$$B = 1,4 \left\{ y_n + R_o (\cos\varphi_n - 0,71) \right\}$$

Так как для всех $n \geqslant 2$ имеется условие, что

$$y_n' = y_{м+n-2} \qquad \text{и} \qquad \varphi_n' = \varphi_{м+n-2}$$

то очевидно биссектриссы имеют одинаковую величину

Проверим для нашего случая для $R_o = 40,125$ м.

$$B^{III} = 1,4\left\{6,089 + 40,125(0,88295 - 0.71)\right\} = 13,029$$

$$B^{IV} = 1,4\left\{6,089 + 40,125(0,88295 - 0,71)\right\} = 13,029$$

Таким образом кривая стрелочного ответвления совпадает с основной кривой на всем протяжении ее, за исключением начальной части кривой от ее начала до конца элемента $\Delta s_м$ и начало кривой стрелочного ответвления отстоит от начала основной кривой на величину F. Это создает большие удобства при замене кривой узловым соединением.

Эпюры переходных кривых по кубической параболе.

Обратимся теперь к эпюрам переходных кривых разбитых по кубической параболе.

Для примера приведем основные эпюры применяемые в Парижском метрополитене и на городских и пригородных железных дорогах Вены (см.таблицу V).

Таблица V

	R_o	l	p	$v^{км/ч}$	$v^{м/с}$	v^2/R_o	v^3/p	v^2/R_1	h	i
Париж	50	20	1000	21	5,9	0,7	0,21	0	0,100	0,005
	75	"	1500	26	7,2	"	0,25	"	"	"
	100	"	2000	30	8,3	"	0,29	"	"	"
	150	"	3000	36	100	"	0,33	"	"	"
Вена	50	20	1000	18	5,0	0,50	0,13	0	0,072	0,0036
	80	"	1600	20	5,6	0,39	0,11	"	0,058	0,0029
	100	"	2000	25	7,0	0,49	0,17	"	0,070	0,0035
	150	"	3000	35	9,8	0,64	0,33	"	0,087	0,0044
	300	"	6000	35	9,8	0,33	0,17	"	0,048	0,0029
	500	"	10000	35	9.8	0,2	0,10	"	0,029	0,0015
	1000	"	20000	35	9,8	0,1	0,05	"	0,006	0,0003

Обе эпюры построены на одном принципе, т.е.

$$p = lR_o = \frac{av^2}{gi} \qquad \text{где}$$

i - уклон разгонки повышения наружного рельса h

$$i = \frac{h}{l} \qquad \text{и} \qquad h = \frac{av^2}{gR_o}$$

при чем для Европейской ширины колеи a = 1,465 м

$$h^m = \frac{1,456\ v^2}{9,81\ R_o} = \backsim 0,15\ \frac{v^2_{км.}}{R_o}$$

В обеих эпюрах принято

$$l = \frac{p}{R_o} = \text{Const.} = 20\ \text{м.},$$

что создает большие удобства при разбивке и укладке кривых.

В парижской эпюре величина $\frac{v^2}{R_o} = 0,7$ выдержана точно вследствие чего получается постоянная величина h и i.

$h \leqslant 0.100$м. и $i = 0,005$

В Венской эпюре скорости понижены и величина $\frac{v^2}{R_o}$ колеблется в пределах от 0,5 до 0,1 при чем величины h подсчитаны по формулам:

если $v^{км/ч} \leq 1,971\sqrt{R_o}$; то $h^{мм} = 11,8\frac{v^2_{км}}{R_o}$

" $v^{км/ч} > 1,971\sqrt{R_o}$: " $h^{мм} = 46,514(\frac{v_{км}}{\sqrt{R_o}} - 1)$

формулы эти дают уменьшение величины h для скоростей $v^{км/ч} = 1,971\sqrt{R_o}$ и в зависимости от этого получаются меньшие величины уклона i.

Величина $\frac{v^3}{p}$ колеблется в пределах от 0,13 до 0,33 для радиусов $R_o \leq 150$ м. и возрастает с увеличением R_o что является результатом постоянства величины l. Для радиусов $R_o > 150$ м. величина $\frac{v^3}{p}$ падает вследствие того, что скорость достигнув максимума остается постоянной.

Принимая вышеприведенную норму $\frac{v^2}{R_1} = 0,1$ можно сказать что для радиусов $R_o \geq 1000$ м. при скоростях $v^{км/ч} \leq 36$ км/ч. можно не делать переходных кривых.

Длина переходной кривой и расчет элементов.

Отметим, что для радиусов $R_o > 150$ м. при существующей скорости движения v = = 36 км/ч. длина переходной кривой l черзмерно велика, вследствие чего величина Δc уменьшается и достигает $\Delta c = 0,1$ т.е. значительно ниже нормы.

Для предварительных соображений по определению основных элементов эпюры могут служить следующие выражения:

I. Сложная кривая без вставки кубической параболы

$$p = R_1 \Delta s_1 = R_n n\Delta s = n\Delta s R_o \geq 3v^3$$

откуда имеем $$\frac{v^3}{n\Delta s R_o} < 1/3$$

Для $R_o \leq 40$ м. $\frac{v^2}{R_o} = 0,7$ и потому $\frac{v}{n\Delta s} \leq \frac{1}{2,1}$ или $\frac{v}{\Delta s} \leq \frac{n}{2,1}$

Для $R_o > 40$ м. $\frac{v^2}{R_o} = 1,0$ и потому $\frac{v}{\Delta s} \leqslant \frac{n}{3}$.

Для определения числа элементов n при $R_o \leqslant 40$ м имеем зависимость

$$\frac{v^2}{n\ R_o} = \frac{0,7}{n} = 0,1 < 0,15, \text{т.е.} n = 7 > 5$$

при $R_o > 40$ м.

$$\frac{v^2}{n\ R_o} = \frac{1}{n} = 0,1 < 0,15 \text{ или } n = 10 > 7$$

Таким образом зная R_o определяем число элементов n, затем скорость v и потом длину элемента Δs и начальный радиус R_1:

Если на протяжении первого элемента вставлена кубическая парабола, то при одинаковых условиях количество элементов n увеличивается на 1 элемент и длина кривой тоже

$$s_n' = \frac{n + 1}{n} s_n$$

Кроме того начальный радиус переходной кривой $R_1' = \infty$ и потому условие $\frac{v^2}{R_1} \leqslant 0,15$ отпадает

В этом случае остается лишь общее условие

$$p = R_o (n + 1)\Delta s \geqslant 3v^3$$

$$\text{или } R_o \Delta s \geqslant \frac{3v^3}{n + 1}$$

Таким образом имея радиус R_o и скорость v и задаваясь числом элементов n, определяем Δs; при чем $\Delta s \leqslant l$ (где l - база вагона). Затем определяем

$R_n \geqslant R_o$ при условии, что

$R_{n+1} < R_o$

$R_1 = n\ R_n$

$\alpha_1 = 57,2958 \frac{\Delta s}{R}$

$p = 2R_1 \Delta s = 2R_1^2 \operatorname{tg} \alpha_1$

Положим $R_o = 40$ м., тогда $v = \sqrt{0,7 \times 40} = 5,3 \cong 5$ м.

Принимаем $R_n = 42$ м. $> R_o$ и $n = 5$; тогда $R_1 = 5 \times 42 = 210$ м.

$$R_{n+1} = R_6 = \frac{210}{6} = 37 < R_o$$

$$\Delta s \geqslant \frac{3v^3}{(n+1)R_o} = \frac{3 \times 125}{6 \times 40} \geqslant 1{,}5825$$

$$\alpha_1 = 57{,}2958 \times \frac{1{,}5825}{210} = 0{,}43^\circ = 25{,}8'$$

Принимаем $\alpha_1 = 30'$ и пересчитываем Δs

$$\Delta s = 0{,}01745 \times 210 \times \frac{30}{60} = 1{,}8323 < 2{,}7 < 1$$

Проверим плавность движения:

$$R_o \Delta s \geqslant \frac{3v^3}{n+1}$$

$$R_o \Delta s = 40 \times 1{,}8323 = 73{,}29$$

$$\frac{3v^3}{n+1} = \frac{3 \times 125}{6} = 61{,}5$$

$$\frac{v^3}{p} = \frac{v^2 \cdot v}{R_o (n+1)\Delta s} = 0{,}7 \frac{5}{6 \times 1{,}832} = 0{,}32 < 0{,}35$$

Таким образом для сложной кривой без вставки кибуческой параболы число элементов ограничено:

$R_o \leqslant 40$ м. $\quad n = 7$; $\quad$ Min. $n \geqslant 5$;

$R_o < 40$ м. $\quad n = 10$; $\quad$ Min. $n \geqslant 7$;

Для кривой со вставкой кубической параболы число элементов n не ограничено условием $\frac{v^2}{R_1} \leqslant 0{,}15$ и может быть выбрано по следующим соображениям.

Положим мы хотим расчитать эпюру для группы $R_o = 40$; $R_o = 30$; $R_o = 25$. Тогда можем составить следующие уравнения:

$(R_o)_{40} > R_{n-2} < R_{n-1}$ откуда $R_1 > 40(n-2) < 40(n-1)$

$(R_o)_{30} > R_{n-1} < R_n$ " $R_1 > 30(n-1) < 30n$

$(R_o)_{25} > R_{n+1} < R_n$ " $R_1 > 25\,n < 25(n+1)$

Так как $R_o \leqslant R_n$, то можем для предварительного выяснения величины n написать уравнения

$$40(n - 2) = 30(n - 1) \text{ и } 30(n - 1) = 25\ n$$

тогда получаем

$$40\ n - 80 = 30\ n - 30; \quad n = 5$$

$$30\ n - 30 = 25\ n; \quad n = 6$$

Принимаем n = 6

Тогда получаем пределы для R_1

$$\left|R_1\right|_{R_o=40} > 160 < 200$$

$$\left|R_1\right|_{R_o=30} > 150 < 180$$

$$\left|R_1\right|_{R_o=25} > 150 < 175$$

Крайние пределы для R_1

$$R_1 > 150 < 175$$

Принимаем $R_1 = 162$, тогда получаем последовательные величины R_n

$R_1 = 162;\ R_2 = 81;\ R_3 = 54;\ R_4 = 40,5;\ R_5 = 32,4;$

$$R_6 = 27,\ R_7 = 23,14$$

Остается определить величину Δs из выражения

$$\Delta s \geqslant \frac{3v^3}{(n + 1)R_o}$$

принимая $v \leqslant \sqrt{0,7\ R_o} \leqslant \sqrt{0,7 \times 25} \leqslant 4,25 \backsim 4,3$ получим

$$\Delta s \geqslant \frac{3 \times 4,3^3}{7 \times 25} = \frac{79,5 \times 3}{7 \times 25} \geqslant 1,36$$

$$\alpha_1 \geqslant 57,2958\ \frac{1,36}{162} \geqslant 0,48^\circ \geqslant 28,8'$$

Принимаем $\alpha_1 = 30'$, тогда $\Delta s = 0,01745 \times 162\ \frac{30}{60} = 1,414$

Проверим плавность движения

$$\left|\Delta c\right|_{R_o=25} = \frac{78,5}{25 \times 7 \times 1,414} = 0,32 < 0,35$$

$$\left|\Delta c\right|_{R_o=30} = \frac{79,5}{30 \times 6 \times 1,414} = 0,29$$

$$\left|\Delta c\right|_{R_o=40} = \frac{79,5}{40 \times 5 \times 1,414} = 0,26$$

Указанный метод облегчает нахождение основных эле - ментов эпюры.

В случае, если кривая должна кореспондировать со стрелочной кривой, то необходимо учитывать указанные выше условия.

Повышение наружного рельса.

Из имеющихся выражений для определения повышения наружного рельса проще всего употреблять общую формулу

$$h^м = \frac{av^2}{gR_o} \qquad 66$$

которая принимает вид:

для колеи a = 1,524 м. $h^м = 0,16 \frac{v_м^2}{R_o}$

для колеи a = 1,465 м. $h^м = 0,15 \frac{v_м^2}{R_o}$

для колеи a = 1,000 м. $h^м = 0,11 \frac{v_м^2}{R_o}$

при чем ограничить величину повышения

$$h \leqslant 0,100 \text{ м.} \qquad 67$$

При этом необходимо отметить, что для городских укладок препятствием для осуществления повышения является: с одной стороны, уклоны поверхности мостовой для ската воды, с другой конструкция узловых соединений, требующая укладки всех частей узла в одной плоскости.

Поэтому в этих случаях приходится значительно уменьшать расчетную величину h, а иногда и совсем не делать повышения наружного рельса. Имея в виду незначительные скорости движения это обстоятельство не имеет большого значения. Отметим предельные величины уклона i для разгонки повышения наружного рельса h. Применяя одну и туже эпюру для группы радиусов R_o, мы при постоянной вели-

чине отношения $\frac{v^2}{R_o}$ получаем возрастание величины $\Delta c = \frac{v^3}{R_o s_n}$ с увеличением радиуса R_o, так как длина переходной кривой $s_n = n\,\Delta s$ уменьшается, что ясно из выражения

$$n = \frac{R_1}{R_o} \qquad \text{причем} \quad R_1 = const$$

Поэтому уклон $i = \frac{h}{sn} = 0,16\,\frac{v^2}{R_o s_n}$ будет возрастать с уменьшением s_n и с увеличением R_o при постоянной величине соотношения $\frac{v^2}{R_o} = Const$ и установление предельной величины уклона i приобретает важное значение.

Мы уже видели, что основное уравнение плавности движения выражается в таком виде:

$$p = R_o s_n = 3,6\,v^3$$

С другой стороны зная выражение для уклона

$$i = \frac{h}{s_n} = \frac{av^2}{g\,R_o s_n}$$

Получим для $a = 1,524$ м.

$$i = 0,16\,\frac{v^2}{R_o s_n} = 0,16\,\frac{v^2}{p} = 0,16\,\frac{v^2 \times 0,28}{v^3} = \frac{0,0448}{v}$$

Выражая v в функции R_o и s_n получим

$$1)\quad \frac{v^2}{R_o} = 0,7; \quad v = \frac{1}{2,5}\,s_n;$$

Откуда $s_n = \frac{0,0448 \times 2,5}{i} = \frac{0,111}{i}$

$$2)\quad \frac{v^2}{R_o} = 1,0; \quad v = \frac{1}{3,6}\,s_n = 0,28\,s_n$$

откуда $s_n = \frac{0,0448 \times 3,6}{i} = \frac{0,16}{i}$

Из этих выражений, задаваясь различными уклонами i, можно вычислить соответствующие длины переходных кривых и скорости движения v.

Результаты вычислений помещены в таблице VI.

Таблица VI.

i =	0,003	0,005	0,010	0,015	0,020
v км/ч.	54	32	16,5	10,8	8,1
v^2/R_o	Длина переходной кривой s_n.				
0,7	37,8	22,4	11,6	7,6	5,7
1,0	54,0	32	16,5	10,8	8,1

Вспомнив ограничение длины s_n в зависимости от ширины улицы и учитывая незначительные скорости движения для городских линий следует принять

$$i \leqslant 0{,}015$$

и в особо трудных случаях допустить

$$i \leqslant 0{,}020$$

Нормы эти подтверждаются данными Американских трамваев и Парижского метрополитена.

Примеры проектируемых эпюр переходных кривых для трамваев С.С.С.Р.

Установив основные нормы, привожу для иллюстрации предлагаемые мною нормальные эпюры для городских и пригородных трамваев СССР.

Примем в основу максимальную скорость движения:

1) Для городских линий

$$v \leqslant 36 \text{ км/ч.} \leqslant 10 \text{ м/с.}$$

2) Для пригородних линий

$$v \leqslant 54 \text{ км/ч.} = 15 \text{ м/с.}$$

Примем коэффициенты плавности движения

$$c_1 = \frac{v^2}{R_1} = 0{,}10 < 0{,}15$$

$$\Delta c = \frac{v^3}{R_o\, s_n} = \frac{v^3}{p} = 0{,}3 < 0{,}35$$

$$c_o = \frac{v^2}{R_o} \qquad \begin{cases} R_o \leqslant 40 \text{ м}; & \frac{v^2}{R_o} \leqslant 0,7 \\ R_o > 40 \text{ м}; & \frac{v^2}{R_o} \leqslant 1,0 \end{cases}$$

Повышение наружного рельса h и уклон i

$$h = 0,16\frac{v^2}{R_o} \leqslant 0,100^{м}$$

$$i \leqslant 0,015$$

Эпюра I, для городских линий при угле поворота линии θ близком к 90° и трудных условиях трассы

Основные элементы, считая по оси пути, определим из тех соображений, что радиус рабочего канта внутреннего рамного рельса стрелки $R'_{вн} = 30,0$ м. и длина рамного рельса стрелки по прямому направлению $l_1 = 3,656$ м. тогда центральный угол

$$\alpha'_1 = \varphi'_1 \geqslant \text{arc Sin}\frac{l_1}{R_{вн}} \geqslant \text{arc Sin}\frac{3,656}{30} \geqslant 7^\circ$$

Отсюда, принимая m = 4, получим

$$\alpha_1 > \frac{7^\circ}{10} > 42' < \frac{7^\circ}{6} < 1^\circ 10'$$

$$R_1 > 3 \times 30 > 90 < 4 \times 30 < 120$$

Принимаем $\alpha_1 = 1^\circ$ и $R_1^{оси} = 96$ м.

На основании этих данных подсчитаны элементы основной эпюры (см. таблица VII) при чем равные дуги Δs приняты по оси пути $\Delta s = 0,01745 \times 96 \times 1^\circ = 1,6752$

Элементы эпюры даны для внутреннего рельса, при чем

$$R_n^{вн} = R_n^{оси} - 0,762 \text{ м.}$$

Для расчета эпюры стрелочного ответвления принято $(R'_1)^{вн} = 30$ м.

$$\varphi'_2 = \varphi_4 = \frac{4 \times 5}{2} \times 1^\circ = 10^\circ$$

$$(R'_2)^{вн} = R_4^{вн} = 24 - 0,762 = 23,238 \text{ мм.}$$

$$y'_2 = y_4 = 0,426$$

Тогда $1 - \cos\varphi_1' = \frac{0,426 - 23,238 \times 0,01519}{30 - 23,238} = 0,01078$

$\cos\varphi_1' = 0,98922;$

$\varphi_1' = \text{arc Cos } 0,98922 = 8^\circ 25'$

$F = x_3 - x_1' - R_4(\sin\varphi_1' - \sin\varphi_3) = 6,602 - 4,393 -$

$- 23,238(\sin 8^\circ 25' - \sin 6^\circ) = 3,182$

Результаты расчета элементов основной эпюры и стрелочного ответвления приведены в таблицах VII и VIII.

Эпюры применяются для центральных радиусов

$R_o = 20$ м. и $R_o = 16$ м.

при скорости движения $v = 12$ км/ч. $= 3,3$ м/с. при чем характеристики плавности движения получаются:

При $R_o = 16$ м. $c_o = 0,7$; $\Delta c = 0,26$;

" $R_o = 20$ м. $c_o = 0,56$; $\Delta c = 0,24$;

Первый элемент в основной эпюре заменен кубической параболой с параметром $p = 2 \times 96 \times 1,675 = 321,6$.

Т А Б Л И Ц А VII

$\Delta s = 1,675$; $\alpha_1 = 1^\circ$; применяется при скорости v = 12 км/ч; для $R_o = 20$ м. при А = 20 м. и $R_o = 16$ м. при А = 17,3.

N	$R_n^{оси}$	$R_n^{вн}$	α_n	φ_n	$1-\cos\varphi$	$\cos\varphi_n-\cos\varphi_{n-1}$	y_n	$\sin\varphi_n$	$\sin\varphi_n-\sin\varphi_{n-1}$	x_n	$\frac{\pi\alpha_n}{180^\circ}$	Δs	s_n
1	96	95,238	1°	1°	0,00015		0,014	0,01745		3,324	0,01745	3,324	3,324
2	48	47,238	2°	3°	0,00137	0,00122	0,072	0,05234	0,03489	4,972	0,03490	1,649	4,973
3	32	31,238	3°	6°	0,00548	0,00411	0,200	0,10453	0,05219	6,602	0,05235	1,635	6,608
4	24	23,238	4°	10°	0,01519	0,00971	0,426	0,17365	0,06912	8,208	0,06980	1,622	8,230
5	19,2	18,438	5°	15°	0,03407	0,01888	0,760	0,25882	0,08517	9,778	0,08725	1,609	9,839

Если $\theta = 90^\circ$ и кривая симметрична, то при $R_o = 20$ м.

$$B = 1,4\left\{0,426 + 20 \times (0,98481 - 0,70711)\right\} = 8,372 \text{ м.}$$

$$A = 1,42\left(8,372 + \frac{5,5}{20} + 5,40\right) = 19,95 \text{ м.} \backsim 20 \text{ м.}$$

$$T = 8,208 - 20 \times 0,17365 + 0,426 + 20 \times 0,89481 = 23.057 \text{ м.}$$

При $R_o = 16$ м.

$$B = 1,4 \times \left\{0.763 + 16 \times (0,96593 - 0,70711)\right\} = 6,358 \text{ м.}$$

$$A = 1,42 \times \left(6,358 + \frac{5,5}{16} + 5,40\right) = 17,26 = \backsim 17,3 \text{ м.}$$

$$T = 9,719 - 16 \times 0,25882 + 0,763 + 16 \times 0,96593 = 21.796$$

Т А Б Л И Ц А VIII.

Применяется для стрелочного ответвления при радиусе рабочего канта, головки рамного рельса внутренней стрелки R = 30 м. и длине стрелки по прямому направлению l = = 3,656 м. для радиусов R = 20 м. и R = 16 м.

n	$R'^{\text{ОСИ}}_n$	$R'^{\text{ВН}}_n$	α'_n	φ'_n	$1-\cos\varphi'_n$	$(1-\cos\varphi_n)-(1-\cos\varphi_{n-1})$	y'_n	$\sin\varphi'_n$	$\sin\varphi'_n-\sin\varphi'_{n-1}$	x'_n	$\frac{\pi\cdot\alpha^\circ_n}{180^\circ}$	$\Delta s'$	s'_n
1	30,762	30,000	8° 25'	8° 25'	0,01078		0,325	0,14644		4,393	0,14688	4,406	4,406
2	24,0	23,238	1° 35'	10°	0,01519	0,00441	0,425	0,17365	0,02721	5,026	0,02762	0,641	5,047
3	19,2	18,438	5°	15°	0,03407	0,01818	0,760	0,25882	0,08517	6,590	0,08725	1,609	6,656

Если $\theta = 90^\circ$ и кривая симметрична, то при $R_o = 20$ м.

$$B' = 1{,}4\left\{0{,}426 + 20 \times (0{,}98481 - 0{,}70711)\right\} = 8{,}372 \text{ м.} = B$$

$$A' = 1{,}42\left(8{,}372 + \frac{5{,}5}{20} + 5{,}40\right) = 19.95 \text{ м.} \backsim 20 \text{ м.} = A$$

$$T' = 5{,}026 - 20 \times (0{,}17365 + 0{,}426 + 20 \times 0{,}89481 = \Gamma - (8{,}208 - 5{,}026) = 19{,}875$$

При $R_o = 16$ м

$$B' = 1{,}4\left\{0{,}763 + 16 \times (0{,}96593 - 0{,}70711)\right\} = 6{,}358 = B$$

$$A' = 1{,}42\left(6{,}358 + \frac{5{,}5}{16} + 5{,}4\right) = 17{,}26 = A$$

$$T' = 6{,}537 - 16 \times 0{,}25882 + 0{,}763 + 16 \times 0{,}96593 = 18{,}614$$

Таблица IX.

$\Delta s = 1,074$ м; $\alpha_1 = 20'$ применяется при скорости $v = 4,2\sqrt{R_o} = 15$ км/ч; для радиусов $R_o = 50$ м; $R_o = 40$ м. и $R_o = 30$ м. $p = 184,572 \times 2,148 = 396,641$

n	$R_n^{осн}$	$R_n^{вн.р.}$	α_n	φ_n	$\sin\varphi_n$	$1-\cos\varphi_n$	$x_n + x_1$	y_n	$\frac{\pi\alpha_n^\circ}{180^\circ}$	s_n	R_o	A
1	184,572	183,910	20'	20'	0,00582	0,00002	2,141	0,004	0,00582	2,141		
2	92,286	91,526	40'	1°	0,01745	0,00015	3,205	0,016	0,01164	3,205		
3	61,524	60,762	1°	2°	0,03490	0,00061	4,256	0,044	0,01745	4,256	50	36,8
4	46,143	45,481	1° 20'	3° 20'	0,05814	0,00169	5,323	0,093	0,02328	5,324	40	31,2
5	36,914	36,152	1° 40'	5°	0,08716	0,00381	6,372	0,170	0,02910	6,375	30	25,6

Таким образом стрелочная кривая при радиусах $R_o =$ $= 20$ м. и $R_o = 16$ м. точно совпадает с кривой разбитой по таблице VII и лишь начало кривой отступает на величину $F = x_3 - x_1' +$ $+ R_4(\sin\varphi_1' - \sin\varphi_3) =$ $= 6,602 - 4,393 +$ $+ 23,238 \times (0,14644 - 0,10453) =$ $= 3,182$ м. при чем $x_4 - x_2' =$ $= x_5 - x_3' = F = 3,182$ м.

Характеристика плавности движения колеблется для данной эпюры IX

$R_o = 50$; $c_o = \frac{4,2^2}{50} = 0,35$;

$\Delta c = 0,35 \frac{4,2}{4,3} = 0,34$;

$R_o = 40$; $c_o = \frac{4,2^2}{40} = 0,44$;

$\Delta c = 0,44 \frac{4,2}{5,3} = 0,35$;

$R_o = 30$; $c_o = \frac{4,2^2}{30} = 0,59$;

$\Delta c = 0,6 \frac{4,2}{6,4} = 0,38$

Эта эпюра кореспондирует со стрелочным ответвлением $R_o = 30$ м. Кривые сливаются для угла

$\varphi_1' = \text{arc Cos}(1 - \frac{0,170}{30}) = 6^\circ 4'$

Тогда

$$F = 6{,}372 - 30 \times \operatorname{Sin} 6^{\circ}4' = 3{,}201$$

В данной эпюре для $R_o = 30$ м. величина $\Delta c = 0{,}38 > 0{,}35$ поэтому для большей плавности движения следует понизить скорость или увеличить длину переходной кривой s_n, что и сделано в следующей эпюре.

Таблица X.

n	$R_n^{оси}$	$R_n^{вн.}$	α_n	φ_n	$\operatorname{Sin}\varphi_n$	$1-\operatorname{Cos}\varphi_n$	$x_n^{оси}$	$y_n^{оси}$	$S_n^{оси}$	R_o	Δc
1	180	179,238	30'	30'	0,00873	0,00004	3,142	0,007	3,141		
2	90	89,238	1°	1° 30'	0,02618	0,00034	4,713	0,034	4,712		
3	60	59,238	1° 30'	3°	0,05234	0,00137	6,283	0,106	6,282	50	
4	45	44,238	2°	5°	0,08716	0,00381	7,850	0,216	7,853	40	
5	36	35,238	2° 30'	7° 30'	0,13053	0,00856	9,411	0,387	9,423	30	0,35

В этой эпюре $\Delta s = 1{,}5705$ м. $\alpha_1 = 30'$; она применима при скорости $v = 16{,}5$ км/ч. $= 4{,}6$ м/с; для радиусов: $R_o = 30$; $R_o = 40$; $R_o = 50$ м; параметр кубической параболы

$$p = 180 \times 2 \times 1{,}5705 = 565{,}38$$

Элементы даны для оси пути; коэффициент $c_o \leqslant 0{,}7$. Она может быть применена и для радиусов $R_o > 50$ м.

Для радиусов $R_o \geqslant 50$ м. предподчтительнее следующая эпюра, см. таблицу XI.

Т А Б Л И Ц А XI.

Δs = 3,141; α_1 = 30' ; применяется при скорости v = 7 м/с = 25 км/ч; для радиусов R_o = 100 м; 75 м; 60 м; 50 м. на пригородных линиях или на городских линиях при угле поворота $\theta \leqslant 60^\circ$.

Элементы кривой расчитаны для линии оси пути p = 360 × 2 × 3,141=2261,52

n	R_n	α_n	φ_n	Sin φ_n	1-Cos φ_n	$x_n + x_1$	y_n	$\frac{\pi \alpha_n^\circ}{180^\circ}$	s_n	R_o	$\frac{v^2}{R_o}$	$\frac{v^3}{R_o s_n}$
1	360	30'	30'	0,00873	0,00004	8,282	0,014	0,00873	8,282			
2	180	1°	1° 30'	0,02618	0,00034	9,423	0,068	0,02618	9,423			
3	120	1° 30'	3°	0,05234	0,00137	12,562	0,192	0,05235	12,564	100	0,5	0,28
4	90	2°	5°	0,08716	0,00381	15,696	0,322	0,10470	15,705	75	0,7	0,29
5	72	2° 30'	7° 30'	0,13053	0,00856	18,818	0,664	0,14833	18,846	60	0,8	0,31
6	60	3°	10° 30'	0,18224	0,01675	21,921	1,155	0,20068	21,987	50	1,0	0,32

Для определения координат и дуги внутреннего и наружного рельса применяются формулы

$$x_n^{вн.} = x_n^{оси} - \frac{a}{2}\operatorname{Sin}\varphi_n \; ; \quad x_n^{нар.} = x_n^{оси} + \frac{a}{2}\operatorname{Sin}\varphi_n \; ;$$

$$y_n^{вн.} = y_n^{оси} - \frac{a}{2}(1 - \operatorname{Cos}\varphi_n); \quad y_n^{нар.} = y_n^{оси} + \frac{a}{2}(1 - \operatorname{Cos}\varphi_n);$$

$$\Delta s_n^{вн.} = \frac{\pi \alpha_n^{\circ}}{180^{\circ}} \times R_n^{вн} \; ; \qquad \Delta s_n^{нар.} = \frac{\pi \alpha_n^{\circ}}{180^{\circ}} \times R_n^{нар.} \; ;$$

$$R_n^{вн.} = R_n^{оси} - \frac{a}{2} \; ; \qquad R_n^{нар.} = R_n^{оси} + \frac{a}{2} \; ;$$

Для кривых радиуса $R_o \geqslant 100$ м. можно применять для разбивки переходной кривой кубическую параболу.

Считая максимальную скорость движения для пригородных линий v = 54 км./ч. = 15 м./с., можно определить параметры p и длину кривой l для разных радиусов R_o исходя из выражений:

$$\frac{v^2}{R_o} \leqslant 1{,}0 \; ; \qquad \frac{v^3}{p} \leqslant 0{,}35 \; ; \qquad p = R_o l$$

В таблице XII приведены величины параметров p и длины кривой l в зависимости от радиуса R_o и скорости v и соответственно h и i.

Таблица XII.

v км./ч	v м./с.	R_o	p	l	$\frac{v^3}{p}$	$\frac{v^2}{R_o}$	$0{,}16\frac{v^2}{R_o}$	i
36	10,0	100	3000	30	0,33	1,0	0,100	0,0033
45	12,5	150	6000	40	0,30	1,0	0,100	0,0025
50	14,0	200	8000	40	0,35	1,0	0,100	0,0025
54	15,0	250	10000	40	0,34	0,9	0,100	0,0025
54	15,0	500	10000	20	0,34	0,45	0,072	0,0036
54	15,0	750	10000	15	0,34	0,29	0,048	0,0036
54	15,0	1000	10000	10	0,34	0,23	0,035	0,0035

Если принять максимальную скорость v = 36 км./ч. = = 10 м./с., и постоянную длину переходной кривой l, то получим следующие величины, см. таблицу XIII.

Таблица XIII.

$v_{к./ч.}$	$v_{м./с.}$	R_o	p	l	$\frac{v^3}{p}$	$\frac{v^2}{R_o}$	$0{,}16\frac{v^2}{R_o}$	i
36	10	150	3000	20	0,34	0,7	0,100	0,005
36	10	200	4000	20	0,25	0,5	0,080	0,004
36	10	250	5000	20	0,20	0,4	0,064	0,0032
36	10	500	10000	20	0,10	0,2	0,032	0,0016

ГЛАВА II.

Соотношения элементов рельсовой и колесной колеи. Особые случаи, встречающиеся в практике.

Три схемы движения.

Рельсовая колея из желобчатых рельсов или из рельсов Виньоля с контр-рельсами дает наиболее общий случай движения вагона, так как вместо двух направляющих рабочих кантов мы имеем четыре. В данном случае возможны три схемы движения: 1-ая схема, когда направляющими движения являются только головки рельсов; 2-ая схема, когда направляющими движения будут и головки и губки рельсов или рабочие канты контр-рельсов и 3-я схема, когда направляющими движения служат только губки рельсов или рабочие канты контр-рельсов.

Очевидно, для путей, уложенных из рельсов Виньоля без контр-рельсов возможна лишь первая схема, которая и имеет место на железных дорогах нормального типа

Что же касается трамваев, то здесь имеют место все три схемы, при чем какая бы схема не была применена при первоначальной укладке, после соответствующих износов рельсов всегда устанавливается вторая схема движения

Принятая терминология.

В зависимости от принятой схемы меняются соотношения элементов рельсовой колеи и колесного ската и для ясности дальнейших рассуждений необходимо вполне опре-

делению установить основные положения и точную терминологию. В этом отношении терминология принятая Американской Ассоциацией Электрических железных дорог (American Electrik Railway Engineering Association), которую в дальнейшем изложении мы будем кратко называть A.E.R.E.A. является наиболее полной.

Поэтому предлагаемая ниже терминология, дополняя общепринятую в железнодорожном деле, в основных чертах заимствована из Американской (См. черт. 4).

Все измерения, характеризующие элементы рельсовой колеи и колесного скета, отнесены к одной плоскости, параллельной поверхности катания бандажей и проходящей через точку касания выкружки головки рельса с его боковой рабочей поверхностью, по чертежу точки А. Плоскость эта называется *„плоскость колеи"* и в дальнейшем все чертежи рельсовых путей и ходовых частей подвижного состава в плане будут даны в разрезе этой плоскости.

Иногда принимается, что плоскость колеи проходит через точку касания выкружки ребарде с ее боковой граньи, что я полагал бы более правильным.

Для рельсов нормированных П.Б.В.Т.С.* плоскость колеи лежит на 7,8 мм. ниже поверхности катания для тяжелых типов (Феникс 55,17 кгр./м.; Феникс 80,65 кгр./м. и Виньоль 44,07 кгр./м.) и на 7 мм. ниже поверхности катания для легких типов (Феникс 46,59 кгр./м.; Феникс 51,68 кгр./м. и Виньоль 37,30 кгр./м.). Для Американских профилей рельсов нормированных A.E.R.E.A на 1/4" ниже поверхности катания.

2) Линия пересечения плоскости колеи с перпендикулярной к ней плоскостью нормальной к оси пути называется *линия ширины колеи.*

3) Линия пересечения плоскости колеи с боковой рабочей поверхностью головки рельса - называется - *рабочий кант головки рельса* по чертежу 4 вертикальный след этой линии точка А.

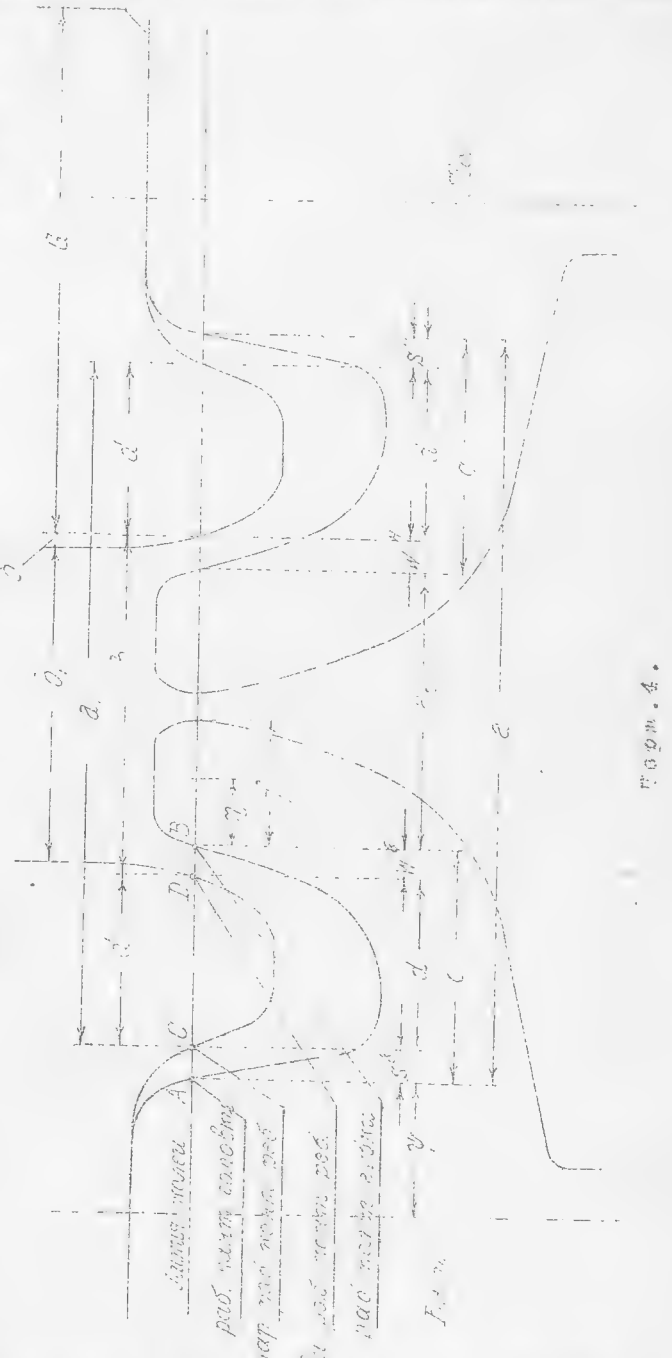
---

*Постоянное бюро Всесоюзных технических съездов.

4) Линия пересечения плоскости колеи с боковой рабочей поверхностью гуська рельса называется - *рабочий кант гуська рельса*, по чертежу - вертикальный след этой линии точка В.

5) Рабочие канты головок рельсов одного пути образуют *рельсовую колею* и кратчайшее расстояние между ними измеренное по линии ширины колеи определяет *ширину рельсовой колеи*, по черт. 4-а.

6) Рабочие канты губок рельсов одного пути образуют *колею губок* или *колею контрельсов* и кратчайшее расстояние между ними определяет *ширину колеи губок*, по чертежу $a_2 = a - 2c$.



7) При движении колесного ската каждая реборда описывает свой особый путь. Линии ограничивающие этот путь в плоскости колеи называются рабочими

кантам рельсов, лежат в одной с ними плоскости и параллельны им, они называются *рабочими кантами реборды: наружный кант* - со стороны головки рельса, по чертежу вертикальный след точка C и *внутренний кант* со стороны губки рельса, по чертежу вертикальный след ее точка D.

8) Наружные рабочие канты реборды колесного ската образуют *колесную колею* и кратчайшее расстояние между ними определяет *ширину колесной колеи* по чертежу a_1.

9) Внутренние рабочие канты реборд колесного ската дают внутренние границы колесной колеи, внутреннюю колесную колею и кратчайшее расстояние между ними определяет *ширину расчетной насадки*, по чертежу b. Необходимо отметить, что ширина расчетной насадки b обычно больше ширины насадки b_1 отсчитанной между вертикальными гранями бандажей.

10) Кратчайшее расстояние между рабочими кантами головки и губки одного рельса определяет *расчетную ширину желоба* по чертежу C.

11) Кратчайшее расстояние между внутренним и наружным рабочими кантами реборды определяет *расчетную ширину реборды* (ширина желоба реборды) по чертежу d. Условимся, что буквенные обозначения элементов рельсовой колеи и колесного ската приведенные на чертеже будем применять по отношению к прямым частям пути; при движении вагона по кривой будем снабжать соответственные величины буквой R: a_R, b_R и т.д.

Соотношение элементов рельсовой колеи и колесного ската.

Установив вышеприведенную терминологию обратимся к определению соотношений между элементами рельсовой колеи и колесного ската в различных случаях движения.

Поперечные перемещения вагона возможны лишь в пределах зазоров между рельсовой и колесной колеей с одной стороны и между расчетной насадкой и колеей губок с другой стороны. На черт. 4 представлено среднее положение колесного ската.

Эти зазоры необходимы как по условиям безопасности движения, так и по условиям движения с наименьшим трением и потому всегда должны быть соблюдены условия: 1)что ширина рельсовой колеи должна быть больше ширины колесной колеи на некоторую величину $s = s^{н} + s^{в}$, называемую - *игра в рельсовой колее.*

$$s = a - a_1 > 0$$

и 2)что расчетная ширина насадки должна быть больше ширины колеи губок на некоторую величину $W = W^{н} + W^{в}$ *игра в колее губок - игра в контр-рельсовой колее*

$$W = b - a_2 > 0 \quad \text{причем}$$

$$a_1 = b + 2d = a - s$$

$$a_2 = a - 2c = b - w$$

Вопрос о размерах величин s и W решается рассмотрением невыгоднейших случаев в зависимости от допускаемых отступлений в проектных размерах ширины рельсовой колеи a при укладке пути и ширины расчетной насадки b при насадке бандажей.

Для трамваев СССР допускаемые отступления приняты:

1)в ширине колеи a ± 2 мм., т.е. фактически ширина рельсовой колеи колеблется в пределах от

$$\text{Max. } a_{ф}^{*} = a + 2 \text{ мм.} \quad \text{до}$$

$$\text{Min. } a_{ф} = a - 2 \text{ мм.}$$

в зависимости от чего и ширина колеи губок меняется от

$$\text{Max. } a_{2,ф} = a_2 + 2 \text{ мм.} \quad \text{до}$$

$$\text{Min. } a_{2,ф} = a_2 - 2 \text{ мм.}$$

2)в ширине насадки допускаемые отступления будут b ± 2 мм, т.е. фактически ширина расчетной насадки изменяется в пределах от

---

*$a_{ф}$, *обозначает действительную ширину колеи в отличие от проектной* a.

$$\text{Max. } b_{\phi} = b + 2 \text{ мм} \quad \text{до}$$

$$\text{Min } b_{\phi} = b - 2 \text{ мм.}$$

в зависимости от него и ширина колесной колеи приобретает размеры от

$$\text{Max } a_{1\phi} = a_1 + 2 \text{ мм.} \quad \text{до}$$

$$\text{Min. } a_{1\phi} = a_1 - 2 \text{ мм.}$$

Имея в виду эти допуски и принимая минимальную величину игры в рельсовой и контр-рельсовой колее в невыгоднейших случаях Min. s_{ϕ} = Min w_{ϕ} = 1 мм. определим величины s и W из следующих соображений.

Невыгоднейший случай для возможного зажатия колесного ската в рельсовой колее будет соответствовать наименьшей ширине колеи Min a_{ϕ} = a − 2 мм. и наибольшей ширине насадки Max. b_{ϕ} = b + 2 мм., и следовательно и наибольшей ширине колесной колеи Max $a_{1\phi} = a_1 + 2$ мм.

Отсюда имеем

$$\text{Min. } s_{\phi} = \text{Min } a_{\phi} - \text{Max } a_{1\phi} = (a - 2 \text{ мм.}) - (a_1 + 2 \text{ мм.}) =$$

$$= a - a_1 - 4 \text{ мм.} = 1 \text{ мм.} \quad \text{откуда}$$

$$a - a_1 = s = 5 \text{ мм.}$$

т.е. минимальная проектная величина игры в рельсовой колее

$$\text{Min. } s = 5 \text{ мм.}$$

Для возможного зажатия колесного ската в контр-рельсовой колее, т.е. между губками рельсов невыгоднейшим случаем будет наименьшая ширина расчетной насадки: Min. b_{ϕ} = b − 2 мм. и наибольшая ширина рельсовой колеи Max. a_{ϕ} = a + 2 мм, и следовательно и наибольшая ширина контр-рельсовой колеи Max. $a_{2\phi} = a_2 + 2$ мм.

Отсюда имеем

$$\text{Min. } W_{\phi} = \text{Min. } b_{\phi} - \text{Max. } a_{2\phi} = (b - 2 \text{ мм.}) - (a_2 + 2 \text{ мм.}) =$$

$$= b - a_2 - 4 \text{ мм} = 1 \text{ мм.}$$

Откуда

$$\text{Min } W = b - a_2 = 5 \text{ мм.}$$

т.е. минимальная игра в контр-рельсовой колее должна быть равна 5 мм. Помимо этих пределов величин s и W они зависят от расчетной ширины желоба рельса и реборды. Из черт. 4 имеем

$$c = s^{в} + d + w^{в} = s^{н} + d + w^{н}$$

или принимая среднее положение ската, когда $s^{в} = s^{н} = s/2$ и $w^{в} = w^{н} = w/2$, получим

$$c = \frac{s}{2} + d + \frac{w}{2}$$

откуда

$$s = 2(c - d) - w$$

и следовательно

$$\text{Min. } c = \frac{\text{Min. } s}{2} + d + \frac{\text{Min. } w}{2} = d + \text{Min. } s$$

В общем виде выражения для определения Min s, Min w и Min c в зависимости от допускаемых отступлений в ширине колеи и насадки могут быть даны в следующем виде:

$$a_{ф} = a \pm \mu \text{ мм.} \quad b_{ф} = b \pm \tau \text{ мм.}$$

Тогда

$$\text{Min } s = \mu + \tau + 1 = \text{Min } w$$

$$\text{Min } c = d + \frac{\text{Min } s}{2} + \frac{\text{Min } w}{2} = d + \text{Min } s =$$

$$= d + \mu + \tau + 1$$

Кроме того можно определить Max s и Max w, а именно:

$$\text{Max } s = 2(c - d) - \text{Min } w = 2(c - d) - (\mu + \tau + 1) =$$

$$= \text{Max } w$$

Что же касается максимальной ширины желоба рельса, то она определяется в зависимости от условий безопасности и плавности экипажного движения и с другой стороны по условиям возможной прокатки рельсов.

На практике чаще всего имеем ширину желоба удовлетворяющую условию:

$$c \geqslant d + \text{Min } s + \text{Min } w \geqslant d + 2(\mu + \tau + 1)$$

и колебание величин s в пределах от 5 до 7 мм, величины c в пределах от 30 до 35 мм. для нормальных рельсов и от 36 до 42 мм. для специальных рельсов и величины d -от 19 до 23 мм.

Установив численные значения величин s и w, определим предельные значения проектной ширины рельсовой колеи a, исходя из соображений указанных выше, т.е. чтобы колесный скат не мог быть зажат ни в рельсовой, ни в контр-рельсовой колее.

Из чертежа 4 имеем

$$\text{Min } a = b + 2d + \text{Min } s = b + 2d + \mu + \tau + 1$$

Выражение это можно представить в ином виде

$$\text{Min } a = b + 2d + \text{Min } s + \text{Min } s - \text{Min } s =$$

$$= 2(d + \text{Min } s) + (b - \text{Min } s) = 2(d + \mu + \tau + 1) + (b - \mu - \tau - 1)$$

Последняя формула принята, AEREA, при чем величина $(d + \mu + \tau + 1)$ называется: ширина минимального желоба, а величина $(b - \mu - \tau - 1)$ - максимум расстояния между губками (максимальная ширина контр-рельсовой колеи).

Из того же чертежа определяется проектный максимум ширины колеи

$$\text{Max } a = 2c + \text{Max } a_2 = 2c + b - \text{Min } s = b + 2c - (\mu + \tau + 1)$$

Или в ином виде

$$\text{Max } a = 2c + b - \text{Min } s + 2(d + \text{Min } s) - 2(d + \text{Min } s) =$$

$$= 2(d + \text{Min } s) + (b - \text{Min } s) + 2[c - (d + \text{Min } s)]$$

Значения Min a и Max a обеспечивают колесный скат от зажатия в рельсовой и контр-рельсовой колее при отступлениях от проектной величины ширины колеи и насадки.

Кроме того ширина колеи не должна превосходить опре-

деленного предела в зависимости от ширины бандажа g, во избежание провала колесного ската. Допускаемый Max a в зависимости от этого условия определяется исходя из требования, чтобы бандаж в невыгоднейшем случае захватывал головку рельса по ширине не менее 30 мм. Из чертежа 4 получим

$$\text{Max } a = b + d + g - 30 \text{ мм} - (\mu + \tau + 1)$$

Это условие остается в силе как для желобчатых, так и для Виньолевских рельсов.

Приведенные формулы дают общую зависимость между элементами колесного ската и рельсовой колеи, обеспечивающую свободный проход подвижного состава без зажатия колесного ската между рабочими кантами головок и губок рельсов с учетом неточностей в ширине колеи и насадки.

Кроме того, каждая схема движения характеризуется особыми пределами величин: a, s, w и c, что ясно из следующих соображений вытекающих из чертежа 4.

При наличии первой схемы, когда колесный скат прижат к наружному рельсу, величина зазоров получает следующие значения:

$$s^H = 0; \quad w^H = c - d$$

$$w^B \geqslant \text{Min } w^B \geqslant (\mu + \tau + 1) \leqslant \text{Max } w^B \leqslant c - d - (\mu + \tau + 1)$$

$$s^B \geqslant \text{Min } s^B \geqslant (\mu + \tau + 1) \leqslant \text{Max } s^B \leqslant c - d - (\mu + \tau + 1)$$

отсюда имеем

$$c = s^B + d + w^B \geqslant \text{Min } s^B + d + \text{Min } w^B \geqslant d + 2(\mu + \tau + 1)$$

$$s \geqslant \text{Min } s^H + \text{Min } s^B \geqslant (\mu + \tau + 1) \leqslant \text{Max } s^H + \text{Max } s^B \leqslant$$

$$\leqslant c - d - (\mu + \tau + 1)$$

Для ширины колеи получим следующее выражение:

$$a = c + b + d - w^B \geqslant c + b + d - \text{Max } w^B \geqslant c + b + d -$$

$$- c + d + (\mu + \tau + 1) \geqslant b + 2d + (\mu + \tau + 1) \leqslant$$

$$\leqslant c + b + d - \text{Min } w^B \leqslant c + b + d - (\mu + \tau + 1)$$

Таким образом для возможного осуществления 1-ой схемы $\mathrm{Min}\ c = d + 2(\mu + \tau + 1)$. При наличии второй схемы, когда колесный скат прижат ребордой наружного колеса к головке наружного рельса и ребордой внутреннего колеса к губке внутреннего рельса величина зазоров получается следующая:

$$s^{н} = 0; \quad w^{н} = c - d \geqslant (\mu + \tau + 1)$$

$$w^{в} = 0; \quad s^{в} = c - d \geqslant (\mu + \tau + 1)$$

Отсюда имеем

$$c = s^{н} + d + w^{н} \geqslant \mathrm{Min}\ s^{н} + d + \mathrm{Min}\ w^{н} \geqslant d + (\mu + \tau + 1)$$

$$s = s^{н} + s^{в} \geqslant \mathrm{Min}^{н} s + \mathrm{Min}\ s^{в} \geqslant (\mu + \tau + 1) \leqslant c - d$$

Ширина колеи определяется из выражения

$$a = c + b + d$$

Таким образом для возможного осуществления 2-ой схемы $\mathrm{Min}\ c = d + (\mu + \tau + 1)$.

Третья схема характеризуется следующими величинами зазоров, при чем колесный скат прижат ребордой внутреннего колеса к губке внутреннего рельса

$$w^{в} = 0; \quad s^{в} = c - d$$

$$w^{н} \geqslant (\mu + \tau + 1) \leqslant c - d - (\mu + \tau + 1)$$

$$s^{н} \geqslant (\mu + \tau + 1) \leqslant c - d - (\mu + \tau + 1)$$

Отсюда имеем

$$c = s^{н} + d + w^{н} \geqslant \mathrm{Min}\ s^{н} + d + \mathrm{Min}\ w^{н} \geqslant d + 2(\mu + \tau + 1)$$

$$s = s^{н} + s^{в} \geqslant \mathrm{Min}\ s^{н} + \mathrm{Min}\ s^{в} \geqslant c - d + (\mu + \tau + 1) \leqslant$$

$$\leqslant \mathrm{Max}\ s^{н} + \mathrm{Max}\ s^{в} \leqslant 2(c - d) - (\mu + \tau + 1)$$

Ширина колеи определяется из выражения

$$a = c + b + d + s^{н} \geqslant c + b + d + \mathrm{Min}\ s^{н} \geqslant c + b + d +$$

$$+ (\mu + \tau + 1) \leqslant c+b+d+\mathrm{Max}\ s^{н} \leqslant c+b+d+c-d-(\mu+\tau+1) \leqslant$$

$$\leqslant b + 2c - (\mu + \tau + 1)$$

Подобно 1-ой схеме минимальная ширина желоба для 3-ей схемы определяется

$$\text{Min } c = d + 2(\mu + \tau + 1)$$

Здесь полезно отметить, что при ширине колеи в пределах $a > c + b + d - (\mu + \tau + 1) < c + b + d$

и $a > c + b + d < c + b + d + (\mu + \tau + 1)$

могут иметь место все три схемы движения в зависимости от комбинации неточности в ширине колеи и насадки; поясним это численным примером.

Положим $c = 32$; $d = 22$; $b = 1475$; примем $a = c + b + d - (\mu + \tau) = 32 + 1475 + 22 - 4 = 1525$

Если $a = 1525$, то получим величину зазоров принимая $s^н = 0$; $w^в = c - d - s^в = 32 - 22 - (1525 - 1475 - 2 \times 22) = 4$, т.е. имеем 1-ую схему.

Если $a = 1525 - 2 = 1523$ и $b = 1475 + 2 = 1477$, то принимая $s^н = 0$, получим $w^в = c - d - s^в = 32 - 22 - (1523 - 1477 - 2 \times 22) = 8$, т.е. имеем 1-ую схему.

Если $a = 1525 + 2 = 1527$ и $b = 1475 - 2 = 1473$, то принимая $s^н = 0$, получим $w^в = 32 - 22 - (1527 - 1473 - 2 \times 22) = 0$, т.е. имеем 2-ую схему.

Если принять $a = b + c + d - 1 = 1528$, то получим при $s^н = 0$ $w^в = 32 - 22 - (1528 - 1475 - 2 \times 22) = 1$, т.е. имеем первую схему.

При $a = 1528 - 2 = 1526$ и $b = 1475 + 2 = 1477$ получим $w^в = 32 - 22 - (1526 - 1477 - 2 \times 22) = 5$, т.е. имеем 1-ую схему.

При $a = 1528 + 2 = 1530$ и $b = 1475 - 2 = 1473$ получим $w^в = 32 - 22$ $(1530 - 1473 - 2 \times 22) = -3$ м., т.е. имеем 3-ю схему.

Таким образом при ширине колеи в пределах $a > c + b + d - (\mu + \tau + 1) < c + b + d$ в зависимости от неточности укладки и насадки могут иметь место все три схемы; при отсутствии отступлений от проектных размеров

в ширине колеи и насадки имеет место 1-ая схема до предела $a \geqslant b + c + d - 1$.

Аналогично этому при ширине колеи

$$a \geqslant b + c + d + 1 \leqslant b + c + d + (\mu + \tau)$$

в зависимости от комбинации отступлений от проектной ширины колеи и насадки могут иметь место все три схемы при отсутствии отступлений - 3-я схема.

Основные формулы зависимости элементов рельсовой колеи и колесного ската.

Резюмируя выводы вышеприведенного анализа движения, можно дать следующие основные формулы, определяющие зависимость элементов рельсовой колеи и колесного ската.

1)Если допускаемые отступления в ширине рельсовой колеи и насадки $a \pm \mu$ мм и $b \pm \tau$ мм, то величина игры рельсовой колеи s и контр-рельсовой колеи w определяется из выражений

$$s = a - b - 2d = 2(c - d) - w \geqslant (\mu + \tau + 1) \leqslant 2(c - d) - (\mu + \tau + 1) \leqslant g - d - (\mu + \tau + 1) - 30 \qquad 68$$

$$w = b - a + 2c = 2(c - d) - s \geqslant (\mu + \tau + 1) \leqslant 2(c - d) - (\mu + \tau + 1) \qquad 69$$

2)Ширина колеи и ее предельные величины, гарантирующие колесный скат от зажатия между головками и губками рельсов и от провала между рельсами с учетом допускаемых отступлений от проектной ширины колеи и насадки определяется из выражений

$$a = b + 2d + s = b + 2c - w \geqslant b + 2d + (\mu + \tau + 1) \leqslant b + 2c - (\mu + \tau + 1) \leqslant b + d + g - (\mu + \tau + 1) - 30 \qquad 70$$

3)Расчетная ширина желоба c определяется из выражения

$$c = d + \frac{s}{2} + \frac{w}{2} \geqslant d + (\mu + \tau + 1) \qquad 71$$

что дает возможность движения только по 2-ой схеме и

$$c \geqslant d + 2(\mu + \tau + 1) \qquad 72$$

что обеспечивает возможность применения всех трех схем и потому и применяется главным образом.

4)Расчетная ширина насадки b определяется по формуле

$$b = a - 2d - s = a - 2c + w \qquad 73$$

5)Ширина колеи a и игра s в зависимости от принятой схемы движения определяется из выражений

1-ая с х е м а

$$a_{I} = c + b + d - w^{B} \geqslant b + 2d + (\mu + \tau + 1) \leqslant \leqslant c + b + d - (\mu + \tau + 1) \qquad 74$$

$$s_{I} \geqslant (\mu + \tau + 1) \leqslant c - d - (\mu + \tau + 1) \qquad 75$$

2-ая с х е м а :

$$a_{II} = c + b + d \qquad 76$$

$$s_{II} \leqslant c - d \geqslant (\mu + \tau + 1) \qquad 77$$

3-ья с х е м а :

$$a_{III} = c + b + d + s^{H} \geqslant c + b + d + (\mu + \tau + 1) \leqslant \leqslant b + 2c - (\mu + \tau + 1) \qquad 78$$

$$s_{III} \geqslant c - d + (\mu + \tau + 1) \leqslant 2(c - d) - (\mu + \tau + 1) \qquad 79$$

Установив общие соотношения перейдем к выяснению тех случаев когда наиболее рациональным является применение одной из указанных выше схем движения.

Прямые части пути.

В прямых частях пути боковые износы рельсов, вообще говоря, незначительны и во всяком случае значительно меньше износов вертикальных и потому рельсы сменяются исключительно по причине полного вертикального износа головки. Поэтому направляющими движение принимают рабочие канты

головок рельсов и, в целях наименьшего трения, работа губок исключается. Иными словами должна быть применена 1-ая схема, что мы и видим во всех трамваях, где дело поставлено технически грамотно.

Вопрос сводится или к определению ширины желоба c, игры s и ширины насадки b по данной ширине колеи a и реборды d или к определению ширины реборды d, насадки b и игры s по данной ширине колеи a и желоба c.

Для решения этих вопросов служат приведенные выше формулы. Поясним сказанное примером:

1) Дано: ширина колеи a = 1524 мм; ширина реборды d = = 22 мм; $\mu = \tau = 2$ мм. при чем должна иметь место 1-ая схема.

Определим ширину желоба из 72 $c \geqslant d + 2(\mu + \tau + 1) \geqslant$ $\geqslant 22 + 2 \times 5 \geqslant 32$ м. $\backsim$ 32. Определим величину игры из 75 $s \geqslant (\mu + \tau + 1) \leqslant c - d - (\mu + \tau + 1) \geqslant 5 \leqslant 32 - 22 - 5 \leqslant$ $\leqslant 5$; принимаем $s = 5$ мм.

Отсюда из 69 $w = 2(c - d) - s = 2 \times (32 - 22) - 5 =$ $= 15$ мм.

Определим ширину насадки из 73 $b = a - 2d - s = a -$ $- 2c + w = 1524 - 2 \times 22 - 5 = 1475 = 1524 - 2 \times 32 +$ $+ 15 = 1475$.

Проверим величину зазоров при отступлениях $a \pm 2$ мм и $b \pm 2$ мм.; $a = 1526$; $b = 1473$.

По 1-ой схеме $s^н = 0$; тогда $w^н = c - d - s^н = 32 - 22 -$ $- 0 = 10$ мм. $s^в = a - b - 2d - s^н = 1526 - 1473 - 2 \times 22 =$ $= 9$ мм. > 0; $w^в = c - d + s^в = 32 - 22 - 9 = 1 > 0$, т.е. в невыгоднейшем случае имеем всегда 1-ую схему.

Определим предельные проектные значения ширины колеи $a \geqslant b + 2d + (\mu + \tau + 1) \geqslant 1475 + 2 \times 22 + 5 \geqslant$ $\geqslant 1524 \leqslant c + b + d - (\mu + \tau + 1) \leqslant 32 + 1475 + 22 - 5 \leqslant$ $\leqslant 1524$, т.е. для соблюдения 1-ой схемы возможна лишь ширина колеи $a = 1524$, что подтверждает правильность выше определенной игры s и что является следствием принятой ширины желоба $c = 32 = d + 2(\mu + \tau + 1)$.

2) Дано: ширина колеи $a = 1000$ мм. и ширина желоба $c =$

= 32 мм. Определим ширину реборды d, исходя из требования, что $c > d + 2(\mu + \tau + 1)$; примем $d = c - 2(\mu + \tau + 1) - 2$ мм $= 32 - 2 \times 5 - 2 = 20$ мм.

Далее определяем игру s по формуле 1-ой схемы

$$s \geqslant (\mu + \tau + 1) \leqslant c - d - (\mu + \tau + 1) \geqslant 5 \leqslant$$

$$= 32 - 20 - 5 = 7 \text{ мм.}$$

Примем s = 6 мм, откуда

$$w = 2(c - d) - s = 2(32 - 20) - 6 = 18 \text{ мм.}$$

Определим величину насадки $b = a - 2d - s \mp a - 2c + w = 1000 - 2 \times 20 - 6 = 954 = 1000 - 2 \times 32 + 18 = 954$.

Проверим величину зазоров при отступлениях a ± 2 мм и b ± 2 мм. Положим a = 1002 мм. и b = 952 мм. По 1-ой схеме $s^{н} = 0$; тогда $w^{н} = c - d - s^{н} = 12$ мм. $s^{в} = a - b - 2d - s^{н} = 1002 - 952 - 2 \times 20 - 0 = 10$ мм; $w^{в} = c - d - s^{в} = 32 - 20 - 10 = 2$ мм > 0, т.е. имеем 1-ую схему.

Положим a = 998 и b = 956; тогда принимая $s^{н} = 0$ получим $w^{н} = 32 - 20 = 12$; $s^{в} = 998 - 956 - 2 \times 20 = 2$ мм > 0; $w^{в} = 32 - 20 - 2 = 10$ мм. т.е. имеем первую схему.

Определим предельное значение ширины колеи

$$a \geqslant b + 2d + (\mu + \tau + 1) \geqslant 954 + 2 \times 20 + 5 \geqslant 999 \leqslant$$

$$\leqslant c + b + d - (\mu + \tau + 1) \leqslant 32 + 954 + 20 - 5 \leqslant 1001$$

Ширина колеи может изменяться в пределах 2 мм. что соответствует такому же изменению игры s и ширине желоба $C = d + 2(\mu + \tau + 1) + 2$ мм.

Для русских трамваев П.В.В.Т.С нормировало колесный скат и рельсы шести типов, из них 2 типа Виньоля и 4 типа желобчатых рельсов Феникс.

Для колеи a = 1524 ± 2 мм приняты размеры d = 22 мм b = 1475 ± 2 мм и ширина желоба рельсов для прямых c = 32 мм.

Как видно из приведенных выше примеров размеры эти

удовлетворяют всем условиям, - при чем значения s и w получаются следующие:

$$s = 1524 - 1475 - 44 = 5 \text{ мм} = \text{Min } s$$

$$w = 2(c - d) - s = 2 \times 10 - 5 = 15 \text{ мм} > \text{Min } w$$

При отсутствии желобчатых рельсов ограничение величины игры s, которое накладывается шириной желоба c (по формуле $c = d + \frac{s}{2} + \frac{w}{2}$ откуда $s = 2(c - d) - w$ и при $w = 3s$ (что соответствует $c = d + \text{Min } s + \text{Min } w$) $s = \frac{c - d}{2}$) отпадает и остается лишь ограничение величины игры s в зависимости от ширины бандажа и по условиям наиболее безопасного и плавного движения. Тем не менее при проектировке трамвайных путей из рельсов Виньоля рекомендуется определять величину игры s, и следовательно и ширину насадки b на основании вышеприведенных формул, так как 1) в кривых частях пути неизбежна укладка контр-рельсов или желобчатых рельсов; 2) с развитием движения при росте города Виньолевские рельсы могут быть заменены желобчатыми и 3) пригородные линии примыкающие к городской сети должны быть спроектированы в предположении пропуска своего подвижного состава по городским путям и обратно.

Кривые части пути. При движении вагона по кривой при соответствующей расчетной ширине желоба c и реборды d , могут быть применены все три схемы движения, причем *наиболее выгодной будет та схема, которая дает наибольший срок службы рельсов при полном износе его рабочих частей*, т.е. когда к моменту смены рельсов головки и губки будут полностью изношены в пределах допускаемых износов.

Боковой износ рельсов на кривых малых радиусов превышает вертикальный износ головок и поэтому, чтобы не сменять рельсов исключительно вследствие их полного бо-

кового износа, не использовав в то же время допускаемый вертикальный износ, большую часть работы от боковых давлений следует перенести на губки рельсов. Поэтому губки рельсов, специальных профилей для кривых, имеют более мощное сечение и расчитаны на боковой износ $\eta = 1{,}5\,\xi$ где ξ допускаемый вертикальный износ головки рельса.

По методу AEREA ширина колеи на кривых расчитывается в зависимости от расчетной ширины желоба специального рельса для кривых C_R и расчетной ширины реборды (ширина желоба реборды) d_R. Отметим, что все элементы рельсовой колеи и колесного ската на кривой будут иметь другие величины чем на прямом пути и будут изменяться в зависимости от радиуса кривой R и жесткой базы l, поэтому будем обозначать соответственные элементы теми же буквами, но со значком R, а именно: a_R, c_R, b_R, d_R и т.д. Правила AEREA сводятся к следующему:

1) Если $c_R = d_R + \text{Min } s$, то ширина колеи

$$a_R = 2(d_R + \text{Min } s) + (b_R - \text{Min } s)$$

2) Если $c_R > d_R + \text{Min } s$, то

$$a_R = 2(d_R + \text{Min } s) + (b_R - \text{Min } s) + 2[c_R - (d_R + \text{Mins})]$$

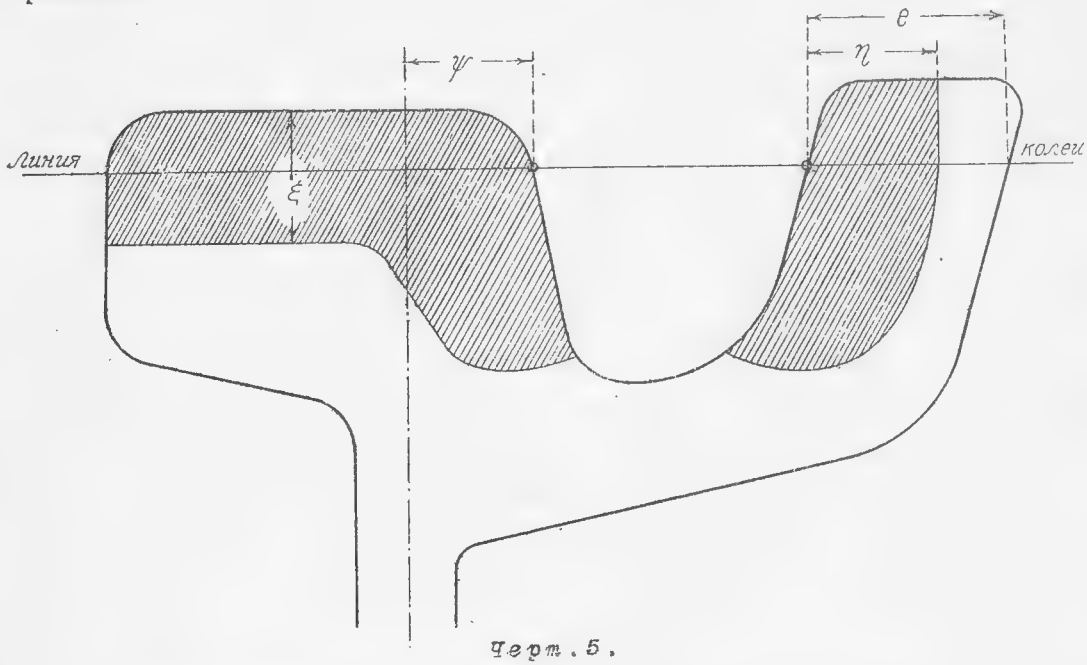
Таким образом рекомендуется применение либо 2-ой, либо 3-ей схемы в зависимости от соотношения величин c_R и d_R, иными словами всегда применяется возможный Max a, что в наибольшей степени нагружает губку для случая, когда $c_R > d_R + \text{Min } s$.

Объясняется это тем обстоятельством, что Американские рельсы специальных профилей для кривых имеют исключительно мощные губки, расчитанные на боковой износ $\eta = 29$ мм.

Выбор схемы движения в зависимости от допускаемых износов рельсов.

Правильнее всего поставить выбор той или иной схемы, а следовательно и размера ширины колеи в зависимость от величины допускаемых боковых износов: головки рельса ψ и губки рельса η.

На чертеже 5 показаны пределы допускаемых износов рельса.



Черт. 5.

ξ - допускаемый вертикальный износ головки рельса;

ψ - допускаемый горизонтальный износ головки рельса, обычно принимается равным расстоянию от рабочего канта головки до оси шейки, как максимум .

η - допускаемый горизонтальный износ губки, принимается равным η = e - 8 мм.

Исходя из поставленной цели нужно создать такие условия работы головки и губки рельса, чтобы к моменту смены рельса $\xi = 0$; $\psi = 0$; $\eta = 0$;

Поэтому, так как условия работы головки и губки рельса от боковых усилий одинаковы, то в случае неравенства величин ψ и η , необходимо увеличить срок службы той части рельса, допускаемый износ которой больше. Отсюда можно установить такое правило:

если $\psi > \eta$, то следует применить 1-ую схему

если $\psi = \eta$, то нужно применить 2-ую схему

если $\psi < \eta$, то необходимо применить 3-ью схему.

В основном курсе приведен меньший предел до грани шейки.

При применении 1-ой и 3-ей схемы необходимо выяснить величину зазоров, а именно:

1) $\psi > \eta$, применена 1-ая схема, $s^н = 0$, вопрос в том, какая должна быть величина $w^в$.

Очевидно для одновременного полного износа головки и губки $w^в = \psi - \eta$, а следовательно $s^в = c_R - d_R - (\psi - \eta)$ и так как $s^н = 0$, то $s^в = s_R$.

Ширина колеи согласно формуля 73выразится

$$a_R = c_R + b_R + d_R - w^в = c_R + b_R + d_R - (\psi - \eta) \geqslant b_R + 2d_R + (\mu + \tau + 1) \leqslant c_R + b_R + d_R - (\mu + \tau + 1)$$

Отсюда очевидно, что 1-ая схема при $w^в = \psi - \eta$ осуществима лишь при условии (см.форм.74), что $s_R = c_R - d_R - (\psi - \eta) \geqslant (\mu + \tau + 1)$, т.е.если

$$c \geqslant d + (\psi - \eta) + (\mu + \tau + 1)$$

При нарушении этого условия 1-ая схема при отступлениях в ширине колеи и насадки перейдет во 2-ую схему.

Таким образом принимая $w^в = \psi - \eta$ этим самым мы фиксируем величину $c_R \geqslant d_R + (\psi - \eta) + (\mu + \tau + 1)$ и так как для кривых величина d_R и b_R суть переменные: $d_R = f(R,1)$ и $b_R = f(R,1)$, то ширина желоба c_R и колеи a_R изменяются с изменением радиуса.

На практике из соображений экономических для кривых разных радиусов принимают одну и туже ширину желоба: $c_R = Const$ и потому условие $w^в = \psi - \eta$ может быть сохранено лишь для тех радиусов кривых, при которых

$$c_R \geqslant d_R + (\psi - \eta) + (\mu + \tau + 1)$$

Для радиусов меньших, величина зазора $w^в$ будет определяться из условия

$$w \leqslant c_R - d_R - (\mu + \tau + 1) \quad и$$

далее наступит 2-ая схема.

2) Если $\psi < \eta$, то применяется 3-ья схема; выясним величину зазора $s^н$.

По аналогии с первым случаем получим, что

$$s^{н} = \eta - \phi$$

и так как $w^{в} = 0$; то $s^{в} = c_{R} - d_{R} - w^{в} = c_{R} - d_{R}$ и $s_{R} = s^{н} + s^{в} = c_{R} - d_{R} + (\eta - \phi)$

Ширина колеи определяется по формуле 78

$$a_{RIII} = c_{R} + b_{R} + d_{R} + s^{н} = c_{R} + b_{R} + d_{R} + (\eta - \phi) = c_{R} + b_{R} + d_{R} + (\mu + \tau + 1) \leqslant b_{R} + 2c_{R} - (\mu + \tau + 1)$$

По аналогии с первым случаем определим предельную величину c_{R} из формулы 79

$$s_{R} = c_{R} - d_{R} + (\eta - \phi) \leqslant 2c_{R} - 2d_{R} - (\mu + \tau + 1)$$

откуда

$$c_{R} \geqslant d_{R} + (\eta - \phi) + (\mu + \tau + 1)$$

При нарушении этого условия величина $s^{н}$ будет определяться из выражения

$$s^{н} \leqslant c_{R} - d_{R} - (\mu + \tau + 1)$$

дальнейшее увеличение $s^{н}$ грозит зажатием колесного ската между губками рельсов.

Основные формулы ширины колеи в кривых.

Таким образом ширина колеи на кривых определяется по трем основным формулам:

1) $\phi > \eta$; $a_{RI} = c_{R} + b_{R} + d_{R} - (\phi - \eta) \geqslant b_{R} + 2d_{R} + (\mu + \tau + 1) \leqslant c_{R} + b_{R} + d_{R} - (\mu + \tau + 1)$

2) $\phi = \eta$; $a_{RII} = c_{R} + b_{R} + d_{R}$

3) $\phi < \eta$; $a_{RIII} = c_{R} + b_{R} + d_{R} + (\eta - \phi) \geqslant c_{R} + b_{R} + d_{R} + (\mu + \tau + 1) \leqslant b_{R} + 2c_{R} - (\mu + \tau + 1)$

Эти формулы могут быть представлены в общем виде, а именно:

$$a_{R} = C_{R} + b_{R} + d_{R} + v$$

80

где $$v = \eta - \phi = c_R - d_R - (\mu + \tau + 1)$$

Если

$v < 0$;	то $\phi > \eta$	и применяется	1-ая схема
$v = 0$;	" $\phi = \eta$ "	"	2-ая "
$v > 0$;	" $\eta > \phi$ "	"	3-ья "

Методы определения ширины максимального желоба d_R и искаженной насадки b_R

Для применения вышеуказанных формул необходимо определить величины b_R и d_R как функции радиуса кривой R и жесткой базы вагона 1.

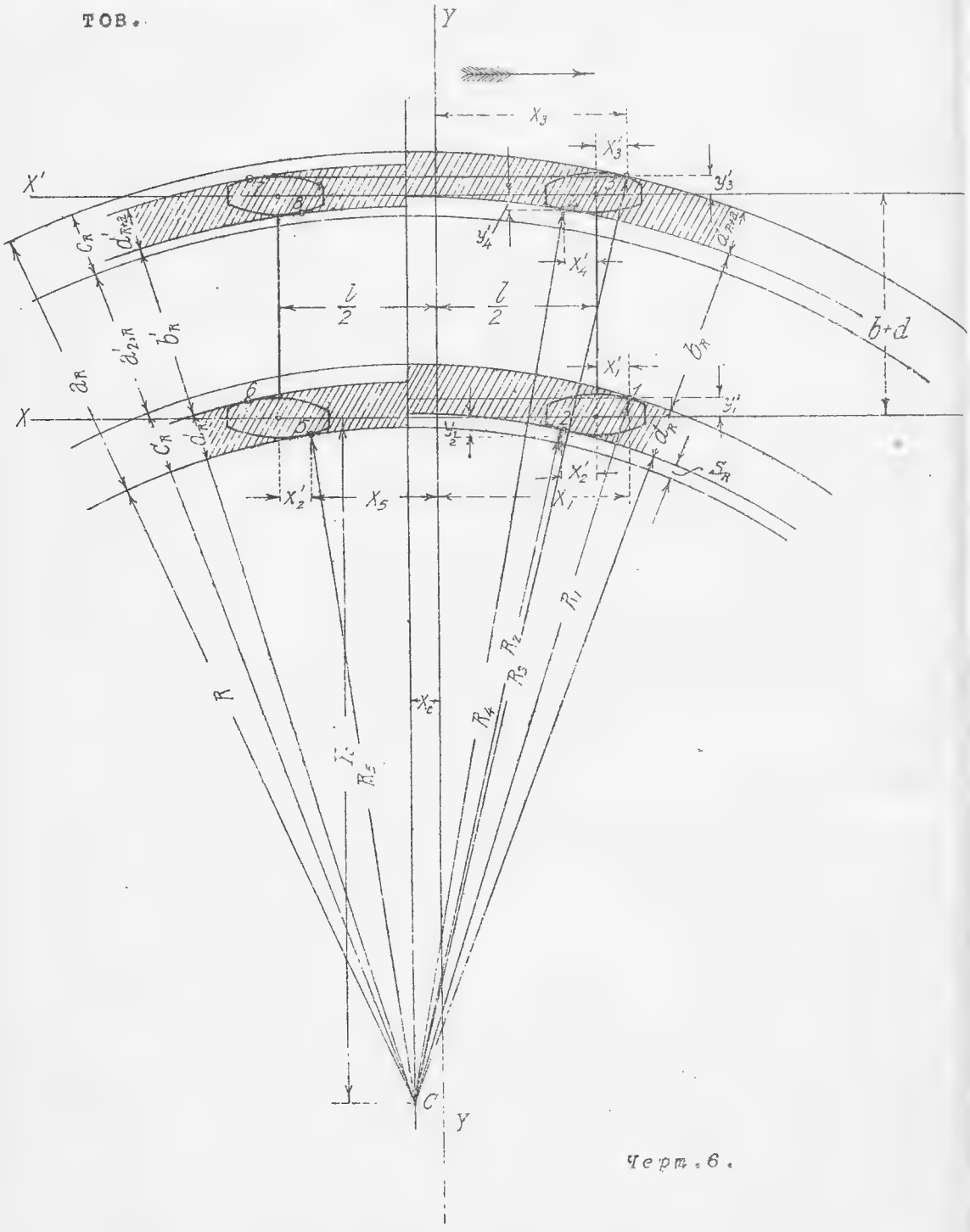
Для этого существует несколько методов дающих величины b_R и d_R с различной степенью точности.

При определении ширины колеи в прямых участках пути все входящие в формулы величины a,c,b,d определялись из нормальных поперечных сечений рельсовой колеи и колесного ската, при чем сечения эти находились в одной и той же плоскости, а именно в плоскости перпендикулярной к плоскости колеи и к оси пути. При движении вагона по кривой нормальные поперечные сечения рельсовой колеи и колесного ската не совпадают и находятся в различных плоскостях.

Для пояснения дальнейших рассуждений приводим расположение ходовых частей двухосного вагона с жесткой базой 1 на кривой радиуса R. (см. черт. 6).

На чертеже представлено сечение рельсового пути и колесных скатов в плоскости колеи. Принята 2-ая схема движения, при которой внутреннее колесо переднего ската прижато к губке внутреннего рельса в точке 1. $w^B = 0$ и наружное колесо переднего ската прижато к головке наружного рельса в точке 3, $s_3^H = 0$, в то же время внутреннее колесо заднего ската прижато к головке внутреннего рельса в точке 5, $s^B = 0$; в остальных частях реборды колес не касаются ни головок, ни губок рельсов, а проходят с соответственными зазорами. Таким образом работают: ра-

бочие канты головок наружного и внутреннего рельса и рабочий кант губки внутреннего рельса. Подобное расположение подвижного состава подтверждается опытными данными и для осуществления его необходимо соответственное соотношение элементов рельсовой колеи и колесных скатов.



Черт. 6.

Как видно из чертежа рабочие канты головок и губок рельсов, а равно наружные и внутренние рабочие канты реборд представляют собой ряд концентрических окружностей описанных из центра C, при чем наружные и внутренние рабочие канты реборд передней и задней оси не совпадают. В зависимости от этого ширина колесной колеи и расчетной насадки различны для передней и задней оси, а желоба реборд каждого колеса имеют различные размеры.

Как видно из чертежа искомая ширина колеи

$$a_R = R_3 - R_5 = s_R + d_R + b_R + d_{R+a}$$

и в свою очередь величины

$$s_R = R_2 - R_5$$

$$d_R = R_1 - R_2$$

$$b_R = R_4 - R_1$$

$$d_{R+a} = R_3 - R_4$$

Таким образом решение вопроса сводится к определению радиусов:

1) рабочего канта головки внутреннего рельса, совпадающего с наружным рабочим кантом реборды внутреннего колеса задней оси R_5;

2) наружного рабочего канта реборды внутреннего колеса передней оси R_2;

3) рабочего канта губки внутреннего рельса, совпадающего с внутренним рабочим кантом реборды внутреннего колеса передней оси R_1;

4) внутреннего рабочего канта реборды наружного колеса передней оси R_4;

5) рабочего канта головки наружного рельса, совпадающего с наружным рабочим кантом реборды наружного колеса передней оси R_3.

Для определения величин этих радиусов можно составить следующие уравнения в прямоугольной системе коор-

динат, принимая за ось XX линию проходящую через центры сечения реборд внутренних колес, и за ось YY линию, проходящую через центр жесткой базы вагона 1

$$R_2 = \sqrt{(x_c + 1/2 - x_2')^2 + (y_c - y_2')^2}$$

$R_5 = R$, где R - радиус данной кривой

$$R_1 = \sqrt{(x_c + 1/2 + x_1')^2 + (y_c + y_1')^2} = R + C_R$$

$$R_4 = \sqrt{(x_c + 1/2 - x_4')^2 + (y_c + b + d - y_4')^2}$$

$$R_3 = \sqrt{(x_c + 1/2 + x_3')^2 + (y_c + b + d + y_3')^2}$$

В этих уравнениях известны величины:

R - радиус данной кривой;

C_R - расчетная ширина желоба рельса;

l - жесткая база ходовых частей вагона;

b - расчетная ширина насадки в нормальном поперечном сечении колесного ската;

d - расчетная ширина реборды в том же нормальном сечении.

Неизвестные величины:

x и y координаты центра концентрических окружностей данных радиусов R и $R + l_R$ касательных к замкнутым кривым сечений реборд: внутреннего колеса задней оси в точке 5 и внутреннего колеса передней оси в точке 1;

$x_1', y_c, x_2', y_2', x_3', y_3'$ и x_4', y_4' - координаты точек 1, 2, 3, 4 относительно осей координат проходящих через центры реборд. Точки эти являются точками касания кривых, представляющих собой сечения реборд в плоскости колеи с дугами окружностей представляющих собой рабочие канты реборд.

Зависимость между этими величинами выражается уравнениями высоких степеней, аналитически не разрешимых и потому необходимо применять приближенный способ. Один из приближенных методов предложен Инженером Кондратье-

вым и применен Инженером Лашевским для определения ширины колей в кривых для данных Ленинградского трамвая.

Способ этот сопряжен с весьма сложными вычислениями имеет чисто академическое значение для выяснения степени точности иных более простых методов, и потому мы не приводим его.

Аналитический метод Томаса.

Из числа более простых способов приведем Аналитический метод Thomas'a (директор Кельнского трамвая).

Thomas' пренебрегает точным расположением ходовых частей подвижного состава на кривой и рассматривает центральное положение, когда линия проходящая через центр жесткой базы и перпендикулярная к ней совпадает с направлением радиуса кривой, т.е., в принятой нами системе координат, $x_c = 0$.

Такое расположение приведено на чертеже 7.

Фактически подобное расположение ходовых частей возможно лишь в том случае, когда реборды колес зажаты в желобах рельсов, т.е. когда желоба реборд равным желобам рельсов $d_R = C_R$; $d_{R+a} = C_{R+a}$, а следовательно рабочие канты головок и губок рельсов совпадают с соответственными рабочими кантами реборд. Таким образом допущения принятые Thomas'ом сводятся к следующему:

$$x_c = 0$$

$$d_R = d'_R = C_R$$

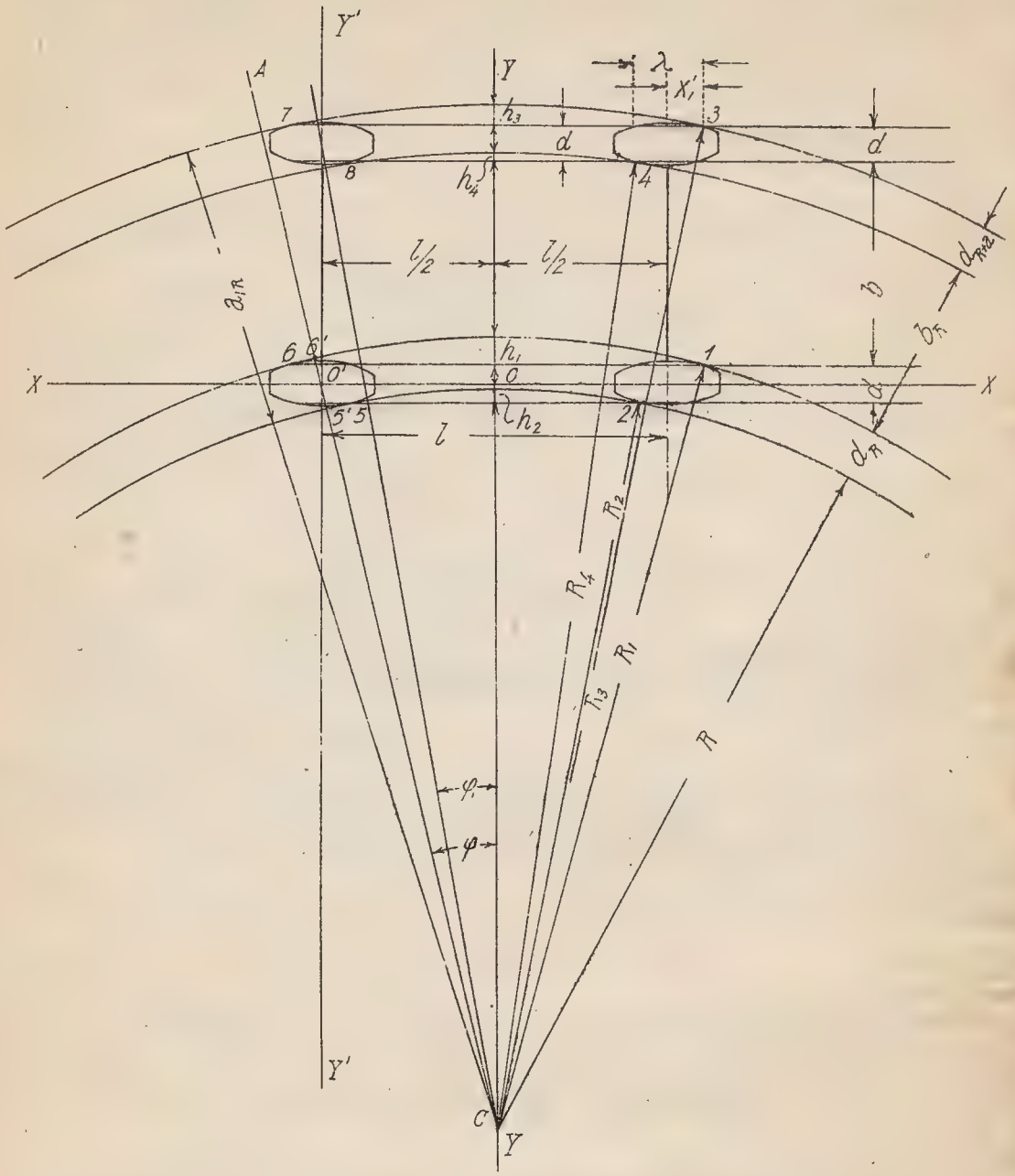
$$d_{R+a} = d'_{R+a} = C_{R+a}$$

$$b_R = b'_R$$

$$a_{1,R} = a'_{1,R}$$

Очевидно при этих допущениях мы получаем минимальные значения d_R и d_{R+a} и максимальное значение b_R.

Для определения искомых величин мы получаем следующие выражения (см. черт. 7):



Черт. 7.

$$d_R = d + h_1 - h_2 \qquad (82)$$

$$d_{R+a} = d + h_3 - h_4 \qquad (83)$$

$$b_R = b + h_4 - h_1 \qquad (84)$$

$$a_{1,R} = d_R + d_{R+\alpha} + b_R = b + 2d + h_3 - h_2 \qquad (85)$$

Соответственные величины h определяются из выражений:

$$h_1 = \frac{(1+\lambda)^2}{8R_1} + \frac{h_1^2}{2R_1}$$

и пренебрегая величинами $\frac{h_1^2}{2R_1}$ и $(R_1 - R_2)$ и $(R_3 - R_4)$ получаем:

$$h_1 = \frac{(1+\lambda)^2}{8R} \qquad (86)$$

$$h_2 = \frac{(1-\lambda)^2}{8R} \qquad (87)$$

$$h_3 = \frac{(1+\lambda)^2}{8(R + a'_{1,R})} \qquad (88)$$

$$h_4 = \frac{(1-\lambda)^2}{8(R + a'_{1,R})} \qquad (89)$$

где

$a_{1,R}$ - ширина колесной колеи

λ - удвоенная величина забега реборды $\lambda = 2X'_1$

Величины λ и $a'_{1,R}$ по методу Thomas'a определяются следующим способом (см.черт.8 и черт.9).

На чертеже реборда П.Б.В.Т.С.представлена в поперечном и продольном сечении, при чем последнее соответствует плоскости, проходящей через центр реборды в плоскости колеи, точка 0.

Точка 0 принята за центр прямоугольной координатной системы X, Y, Z относительно которой определены координаты сечений. Будем изменять координаты Z от $Z_0 = 0$ до $Z_{11} = 11{,}0$ через один миллиметр $Z_n = n \times 1$. Соответственно координатам z определяем по масштабу или вычислением координаты y и y' и x по формуле

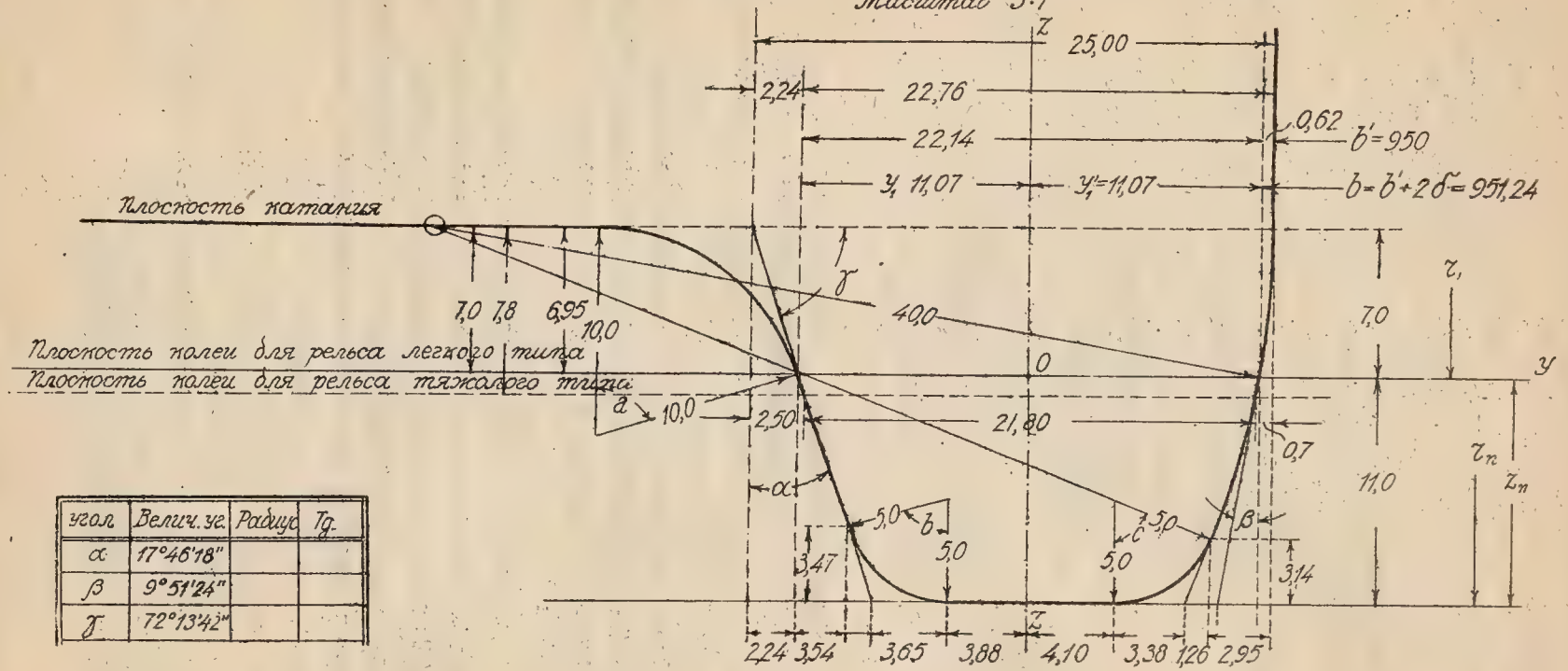
$$X_n = \sqrt{(r_1 + Z_n)^2 - r_1^2} \quad \text{где}$$

$r_1 = r + 7{,}0$ мм, а $r = 380$ мм-радиус поверхности катания бандажа.

Величина λ подсчитана по формуле:

Поперечное сечение реборды П.Б.В.Т.С.

Масштаб 3:1



угол	Велич. уг.	Радиус	Tg.
α	17°46'18"		
β	9°51'24"		
γ	72°13'42"		

Черт. 8.

$$\lambda_n = 2x_n = 2\sqrt{(r_1 + Z_n)^2 - r_1^2} \qquad 90$$

Параллельно определяем величины b и d по формулам

$$b_n = b - 2(y_1' - y_n')$$

$$d_n = y_n + y_n'$$

Для примера привожу расчет сделанный дипломантом Ф.Ф.Башаровым.

В таблице XIV приведены расчитанные величины, для колеи a = 1000 мм. и b = 951,24 мм.

Таблица XIV.

№ сечения и велич. Z_n	$r_1=r+7$	r_1+Z_n	λ	y'	y	d=y'+y	b
0	387	387	0,000	11,07	11,07	22,14	951,24
1	"	388	54,478	10,88	10,75	21,63	951,62
2	"	389	78,790	10,66	10,43	21,09	952,06
3	"	390	96,560	10,42	10,11	20,53	952,54
4	"	391	111,560	10,15	9,79	19,94	953,08
5	"	392	124,822	9,85	9,47	19,32	953,68
6	"	393	136,822	9,52	9,15	18,67	954,34
7	"	394	147,878	9,16	8,83	17,99	955,06
8	"	395	158,180	8,68	8,46	17,14	956,02
9	"	396	167,892	8,10	7,88	15,98	957,18
10	"	397	177,088	7,12	6,90	14,02	959,14
11	"	398	185,848	4,10	3,88	7,98	965,18

На основании полученных величин λ, d и b подсчитаем величины d_R, d_{R+a} и b_R принимая в формулах величину колесной колеи $a_{1,R}' = a_1$, что для нашего случая дает $a_{1,R}' = a_1 = 995,52$ в плоскости колеи. Из полученных величин примем за искомые: Max d_R, Max d_{R+a} и Min b_R.

Например при наших данных для кривой радиуса R = 50м. имеем:

1) $\lambda = 54,48$; d = 21,63; b = 951,62; $a_1 = 994,88$;

$$d_R = d + \frac{(1+\lambda)^2}{8R} - \frac{(1-\lambda)^2}{8R} = d + \frac{4\lambda}{8R} = d + \frac{\lambda}{2R} =$$

$$= 21{,}63 + \frac{2200 \times 54{,}48}{2 \times 50000} = 21{,}63 + 1{,}20 = 22{,}83$$

$$d_{R+a} = d + \frac{(1+\lambda)^2}{8(R+a_1)} - \frac{(1-\lambda)^2}{8(R+a_1)} = d + \frac{\lambda}{2(R+a_1)} =$$

$$= 21{,}63 + \frac{2200 \times 54{,}48}{2 \times 50994{,}88} = 21{,}63 + 1{,}17 = 22{,}80$$

$$b_R = b + \frac{(1-\lambda)^2}{8(R+a_1)} - \frac{(1+\lambda)^2}{8R} = 951{,}62 + \frac{4603300}{8 \times 50994{,}88} -$$

$$- \frac{5082688}{8 \times 50000} = 951{,}62 + 11{,}26 = 950{,}17.$$

2) $\lambda = 78{,}79$; $d = 21{,}09$; $b = 952{,}06$; $a_1 = 994{,}24$

$$d_R = 21{,}09 + \frac{2200 \times 78{,}79}{2 \times 50000} = 21{,}09 + 1{,}73 = 22{,}82$$

$$d_{R+a} = 21{,}09 + \frac{2200 \times 78{,}79}{2 \times 50994{,}24} = 21{,}09 + 1{,}70 = 22{,}79$$

$$b_R = 952{,}06 + \frac{2121{,}21^2}{8 \times 50994{,}24} - \frac{2278{,}78^2}{8 \times 50000} = 952{,}06 +$$

$$+ 11{,}06 - 12{,}95 = 950{,}17$$

3) $\lambda = 96{,}56$; $d = 20{,}53$; $b = 952{,}54$; $a_1 = 993{,}6$;

$$d_R = 20{,}53 + \frac{2200 \times 96{,}56}{2 \times 50000} = 20{,}53 + 2{,}01 = 22{,}54$$

$$d_{R+a} = 20{,}53 + \frac{2200 \times 96{,}56}{2 \times 50993{,}6} = 20{,}53 + 1{,}98 = 22{,}51$$

$$b_R = 952{,}54 + \frac{2103{,}44^2}{8 \times 50993{,}6} - \frac{2296{,}56^2}{8 \times 50000} = 952{,}54 + 11{,}02$$

$$- 13{,}11 = 950{,}45$$

Как видно из сравнения полученных результатов: Max d_R, Max d_{R+a} и Min b дает 1-ый случай, поэтому принимаем для $R = 50$ м. величины $\lambda = 54{,}48$; $d_R = 22{,}83$; $d_{R+a} = 22{,}80$; $b_R = 950{,}17$ и $a_{1,R} = d_R + d_{R+a} + b_R = 995{,}8$;

Результаты подсчета величин d_R; d_{R+a} ; b_R и $a_{1,R}$ приведены в таблице XV.

Таблица XV.

R	λ	d	b	d_R	d_{R+a}	b_R	$a_{1,R.}$	N сеч.
50	54,48	21,63	951,62	22,83	22,80	950,17	995,80	1
40	78,79	21,09	952,06	23,26	23,21	949,57	996,04	2
30	96,56	20,53	952,54	24,07	23,96	948,45	996,48	3
25	111,56	19,94	953,08	24,81	24,64	947,40	996,85	4
20	124,88	19,32	953,68	26,19	25,86	945,54	997,59	5
16	136,82	18,67	954,34	28,08	27,54	942,84	998,46	6

По методу Thomas'a мы получаем минимальные величины d_R и d_{R+a} и максимальные величины b_R и $a_{1,R}$, так как принимаем центральное положение вагона на кривой, что соответствует зажатию всех реборд в желобах рельсов. В дальнейшем при расчете ширины колеи a_R Thomas не ставит величину a_R в зависимость от величин износов головки ϕ и губки η, и лишь указывает на необходимость соблюдения иусловия, чтобы $a_R >$ Min $a_R <$ Max a_R во избежание зажатия колесного ската в рельсовой и контр-рельсовой колее.

Графический метод Вилькинса.

Кроме аналитических методов расчета величин d_R, d_{R+a} и b_R имеется графический метод предложенный Американским Инженером Вилькинсом.*

Вилькинс тоже принимает центральное положение подвижного состава на кривой согласно чертежа 7.

В основных чертах предложенный им графический метод заключается в следующем. По имеющимся трем нормальным сечениям реборды: 1) нормальное поперечное сечение реборды в плоскости YOZ перпендикулярной к плоскости колеса и проходящей через ось колесного ската, 2) нормальное сечение реборды в плане, в плоскости колеи XOY и 3) нормальное продольное сечение реборды, в плоскости XOZ перпендикулярной к оси колесного ската и проходящей через центр горизонтального сечения реборды в плоскости ко-

*Метод Вилькинса изложен в основном курсе „Устройство пути городских и пригородных трамваев" Изд. 1927 г. Кубуч.

леи, нужно найти поперечное сечение реборды в радиальной, вертикальной плоскости, т.е. в плоскости перпендикулярной к плоскости колеи и проходящей через центр кривой С и центр сечения реборды О' (по чертежу 7 горизонтальный след этой плоскости линия О' С).

При этом для упрощения построения допускают:

1) вследствие малой разницы величин d_R и $d_{R+\alpha}$ принимают $d_{R+\alpha} = d_R$ и угол $\varphi_1 = \varphi$; 2) проектирующие лучи 6-6' по дуге круга радиуса $R + d_R$ и 5-5' по дуге круга радиуса R заменяют прямыми линиями касательными к горизонтальному сечению реборды (в плоскости колеи) и составляющими угол φ с линией ХХ проходящей через центр сечения реборды и перпендикулярной к оси колесного ската.

Ход построения в последовательном порядке предетавляется в следующем виде:

1) Вычерчивают нормальный поперечный профиль реборды в сечении плоскости YOZ и продольный профиль реборды в сечении плоскости XOZ.
2) По этим двум сечениям определяют графическим построением горизонтальное сечение реборды в плоскости колеи XOY.
3) Определяют угол φ по формуле $\mathrm{Sin}\,\varphi = \frac{l}{2R}$, где l жесткая база ходовых частей вагона, R – радиус кривой по рабочему канту головки внутреннего рельса.
4) Проводят касательные прямые к горизонтальному сечению реборды под углом φ к линии ХХ.
5) Находят точки пересечения этих касательных с линией ОА составляющей угол φ с осью OY и измеряют по масштабу расстояние этих точек до центра О, т.е. величины y_R и y'_R, определяющие координаты внутреннего и наружного рабочих кантов реборд в радиальной плоскости AOZ
6) Сумма этих координат дает искомую величину желоба реборды (ширина искаженной реборды, ширина минимального желоба) $d_R = y_R + y'_R$.
7) Величина расчетной насадки (искаженной насадки) b_R оп-

ределяется по формуле $b_R = b - 2(y'_R - y')$ где y' координата внутреннего рабочего канта реборды в нормальном поперечном сечении в координатной системе ZOY.

8) Величина колесной колеи $a_{1,R}$ определяется по формуле:
$a_{1,R} = b_R + 2d_R = b + 2(y_R + y')$

9) В виду незначительной разницы в величинах $(y_R - y)$ и $(y'_R - y')$ принимают, что $(y_R - y) = (y'_R - y')$, т.е. что величина искажения реборды как внутрь, так и внаружу колеи одинаковы и величины b_R и a_R определяют по приближенным формулам:

$$b_R = b - (d_R - d) = b + d - d_R$$

$$a_{1,R} = b + (d_R + d)$$

Графоаналитический метод.

Для получения более точных результатов, построение следует делать в масштабе вдвое более натуральной величины и построить горизонтальное сечение реборды по координатам x и y полученным вычислением аналогично методу Thomas'a, смотри таблицу XIV, при чем $x = 1/2\,\lambda$

На чертеже 9 показан весь ход построения для определения величин y_R, y'_R и d_R. (чертеж 9 помещен в конце книги). Построение сделано дипломантом Ф.Ф.Вашаровым для реборды промированной П.В.В.Т.С., при чем горизонтальное сечение реборды построено по координатам приведенным в таблице XIV. Для большей наглядности приведен поперечный разрез реборды; масштаб 2 : 1. Проектирующие лучи под углом φ построены по тангенсам углов φ, так как построение по транспортиру дает меньшую точность.

Для сравнения точности приведенных методов аналитического Thomas'a и предлагаемого мной графоаналитического метода, представляющего видоизменение графического метода Вилькинса приводим в таблице XVI сравнение полученных величин d_R для принятых данных.

Таблица XVI.

R	50	40	30	25	20	16
Thomas d_R	22,8	23,3	24,1	24,8	26,2	28,1
Граф.ан.d_R	22,8	23,1	24,2	25,5	26,7	28,6

Как видно из таблицы расходимость в результатах не превосходит 0,7 мм, что практического значения не имеет. Если обратиться к сравнению величин b_R, то при определении таковых по формуле

$$b_R = b + d - d_R$$

расходимость получается значительно больше, что и видно из таблицы XVII.

Таблица XVII.

$b = 951,24;$ $d = 22,14.$

R =	50	40	30	25	20	16
Thomas b_R	950,2	949,6	948,5	947,4	945,5	942,8
Гр.ан. b_R	950,6	950,3	949,2	947,9	946,7	944,8

Как видно из таблицы расходимость достигает 2 мм. для радиуса R = 16 м. В виду этого я предлагаю ввести в формулу для определения величины b_R следующую поправку

$$b_R = (b + d)\mathrm{Cos}\,\varphi - d_R$$

где $\varphi = \mathrm{arc\ Sin}\,\frac{l}{2R}$

l - жесткая база вагона

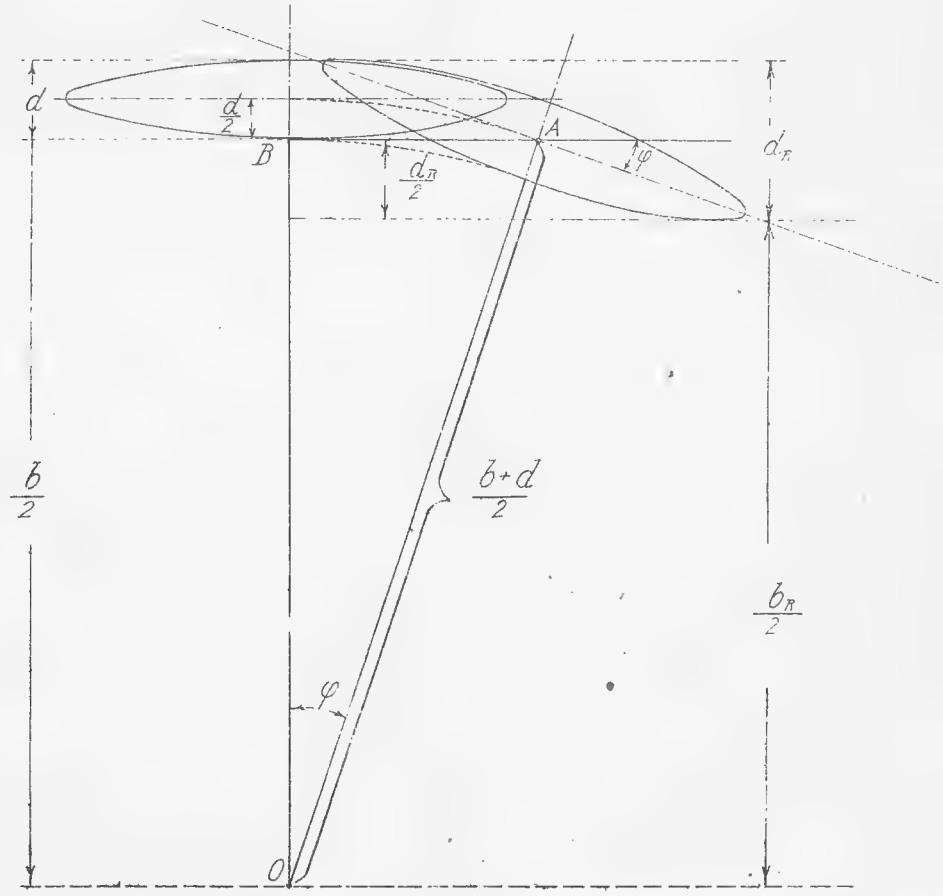
R - радиус кривой.

Значение этой поправки ясно из чертежа 10, который представляет схематически расположение колесного ската на кривой, при чем точка O центр оси колесного ската.

Графически мы определяем величину d_R, далее из ΔOAB

$$OB = \frac{b_R}{2} + \frac{d_R}{2} = \frac{b + d}{2}\,\mathrm{Cos}\,\varphi$$

Откуда $$\boxed{b_R = (b + d)\cos\varphi - d_R}$$ 91



Черт. 10.

Вводя эту поправку, мы значительно уменьшаем расходимость, что видно из таблицы XVIII, в которой приведены результаты параллельного подсчета по методу Thomas'a и графо-аналитическому предложенному мной.

Т А Б Л И Ц А XVIII

d = 22.14; b = 951.24; c = 36;

R	φ	cos φ	d_R	d_{R+a}	b_R	Max a_R	Min a_R	a_R	a_R-a
50	1° 15' 38"	0,99978	22,8*	22,8	950,4	1017,4	1001,0	1009,2	9,2
			22,8*	22,8	950,2	1017,2	1000,8	1008,9	8,9
40	1° 34' 33"	0,99963	23,1	23,1	949,9	1016,9	1001,1	1009,0	9,0
			23,3	23,2	949,6	1016,6	1001,0	1008,8	8,8
30	2° 6' 5"	0,99933	24,2	24,2	948,6	1015,6	1002,0	1008,8	8,8
			24,1	24,0	948,5	1015,5	1001,5	1008,4	8,4
25	2° 31' 19"	0,99903	25,5	25,5	947,0	1014,0	1003,0	1008,5	8,5
			24,8	24,6	947,4	1014,4	1001,9	1008,0	8,0
20	3° 9' 10"	0,99848	26,7	26,7	945,2	1012,2	1003,6	1007,9	7,9
			26,2	25,9	945,5	1012,5	1002,6	1007,4	7,4
16	3° 56' 30"	0,99765	28,6	28,6	942,5	1009,5	1004,7	1007,1	7,1
			28,1	27,5	942,8	1009,8	1003,5	1006,4	6,4

**Верхние цифры получены по методу графо-аналитическому, нижние по методу* Thomas'a

Предельные величины ширины колеи определены по формулам:

$$\text{Min } a_R = b_R + d_R + d_{R+a} + 5$$

$$\text{Max } a_R = b_R + 2c_R - 5$$

Ширина колеи определена для 2-ой схемы движения.

$$a_R = c_R + b_R + d_{R+a}$$

Как видно из таблицы расходимость в величине $\Delta a_R = a_R - a$ колеблется от 0,2 мм. до 0,7 мм. и возрастает с уменьшением радиуса кривой R при чем графо-аналитический метод дает большие величины d_R. Для практических целей разница 0,7 мм в величине уширения не имеет значения и оба метода можно считать равноценными.

Несомненно метод Thomas'a дает более точные результаты, но требует более сложных вычислений и поверочных подсчетов во избежание крупных ошибок. Графо-аналитический метод требует вдвое менее времени, гарантирует от крупных ошибок и при точном черчении дает вполне удовлетворительные результаты.

Сравнение результатов расчета уширения колеи по методу Thomas'a и Инженера Кондратьева показало, что расходимость колеблется в пределах от 0,6 мм. до 1,2 мм. и возрастает с увеличением радиуса кривой R, при чем метод Кондратьева дает большие величины. Таким образом графо-аналитический метод занимает как бы среднее положение и дает величины уширенной колеи более близкие к наиболее точному методу Кондратьева. Последний метод, как уже было говорено выше, требует настолько сложных вычислений, что применение его для практических целей вряд ли может быть оправдано точностью получаемых результатов.

Определение расчетной ширины желоба d_R и насадки b_R посредством приборов.

В последнее время в Америке применяется метод определения величин d_R; b_R и $a_{i,R}$ непосредственным измерением их посредством особых приборов.

Из методов принятых AEREA приведем следующие:

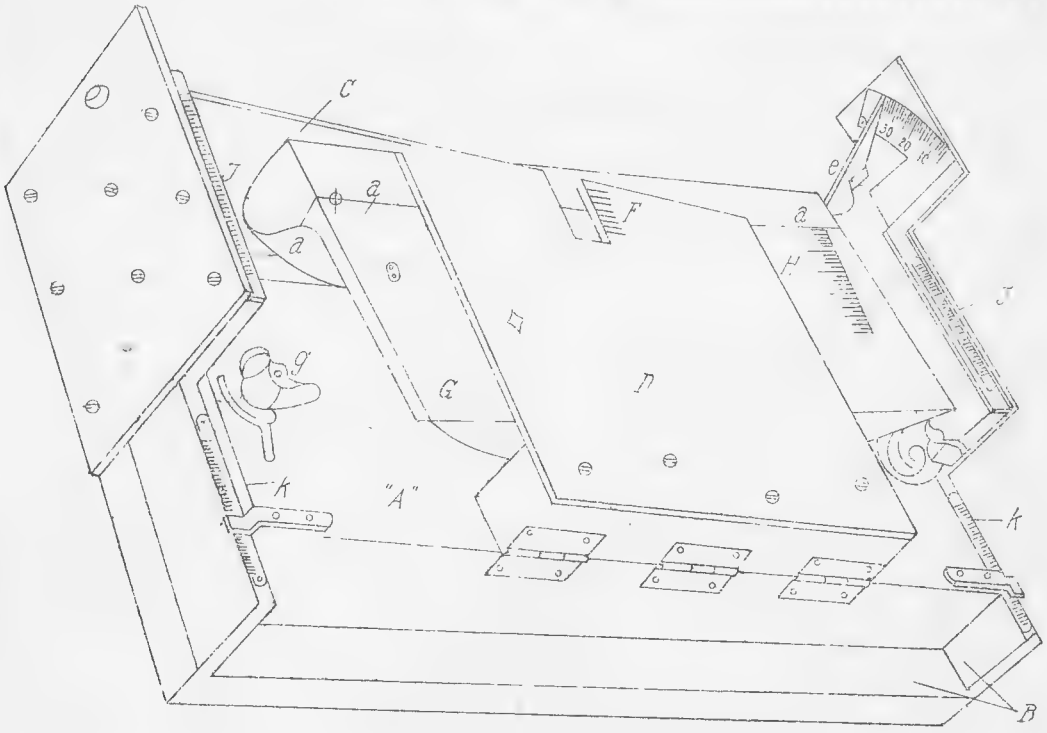
Способ Лорена — Модель бандажа в виде сегмента устанавливается на рельсе таким образом, чтобы плоскост колеса составляла с рабочим кантом головки рельса угол $\varphi = \text{arc}\ \frac{1}{2R}$ и реборда была прижата к головке рельса. К другой стороне реборды прикладывается подвижная губка рельса. Заполняя полученный желоб пластичной массой и двигая модель бандажа взад и вперед мы получим точный отпечаток желоба реборды (минимального желоба, Flange Way) и ширина его d_R определяется непосредственным измерением. Величины b_R и $a_{1,R}$ определяются таким образом. На деревянном помосте располагаются четыре темплета реборды, представляющих сечения реборды в плоскости колеи и расположенных соответственно действительному их положению в тележке вагона. Затем из центра лежащего на линии перпендикулярной к базе тележки и делящей ее пополам, проводят окружности касательные к темплетам, при чем соответственный радиус равен радиусу кривой R; разность радиусов касательных окружностей дает искомые величины.

Способ Вифлеема. (Bethlehem). — Прибор для измерения величин d_R изображен на черт. 11.

Деревянная доска A, имеющая с одной стороны форму головки рельса перемещается в направляющих (бортах) открытого ящика Б и закрепляется в определенном положении винтами g. К бортам ящика B прикреплена деревянная пластинка c, вращающаяся на горизонтальной оси в плоскости колеи или в плоскости катания бандажа в зависимости от принятого положения рабочего канта реборды. Пластина c образует губку рельса, доска A - головку рельса, рабочие канты их остаются параллельными и при перемещении доски A.

К доске A на петлях прикреплена доска D с вырезом и шкалой F - которая служит для отсчета расстояния между рабочим кантом головки рельса и наружным рабочим кантом реборды.

Часть G представляет собой точную модель бандажа в виде сегмента и снабжена шкалой F. Прорезанная на поверхности сегмента линия aa лежит в одной вертикальной плоскости с рабочим кантом головки рельса. При совпадении линии aa с 0 шкалы F рабочие канты головок рельса и реборды совпадают. На бортах ящика B имеются парные шкалы JJ и KK; при совпадении нити натянутой через 0 шкалы JJ с 0 шкалы H рабочий кант головки к линия aa параллельны и при совпадении 0 шкала F с линией aa рабочий кант с ней совпадает – это положение соответствует движению на прямой – и по шкале H можно отсчитать угол образуемый рабочим кантом головки рельса с линией aa. Указатель e прикрепленный к пластине c показывает на шкале E величину угла наклона губки к вертикали. Шкалы KK указывают положение доски A относительно ящика B и отсчеты по ним определяют расстояние между рабочими кантами головки и губки рельса.



Черт. II.

А. А. Каменский „Данные проектирования пути“. *Л. С.*

Измерения прибором производятся следующим образом:

1)По шкале F модель бандажа ставится в такое положение при котором линия aa совпадает с рабочим кантом головки рельса.

2)Ослабляют винты g прибора и ставят модель бандажа в такое положение, чтобы угол φ отсчитанный по шкале H равнялся $\varphi = \text{arc Sin}\frac{1}{2R}$

3)По шкалам KK отсчитывают расстояние между рабочими кантами головки и губки равное ширине желоба реборды d_R.

4)По шкале E отсчитывают величину угла наклона губки.

Таким образом прибор Вифлеема служит лишь для определения величины d_R, величины b_R и $a_{1,R}$ определяют по способу Лорена.

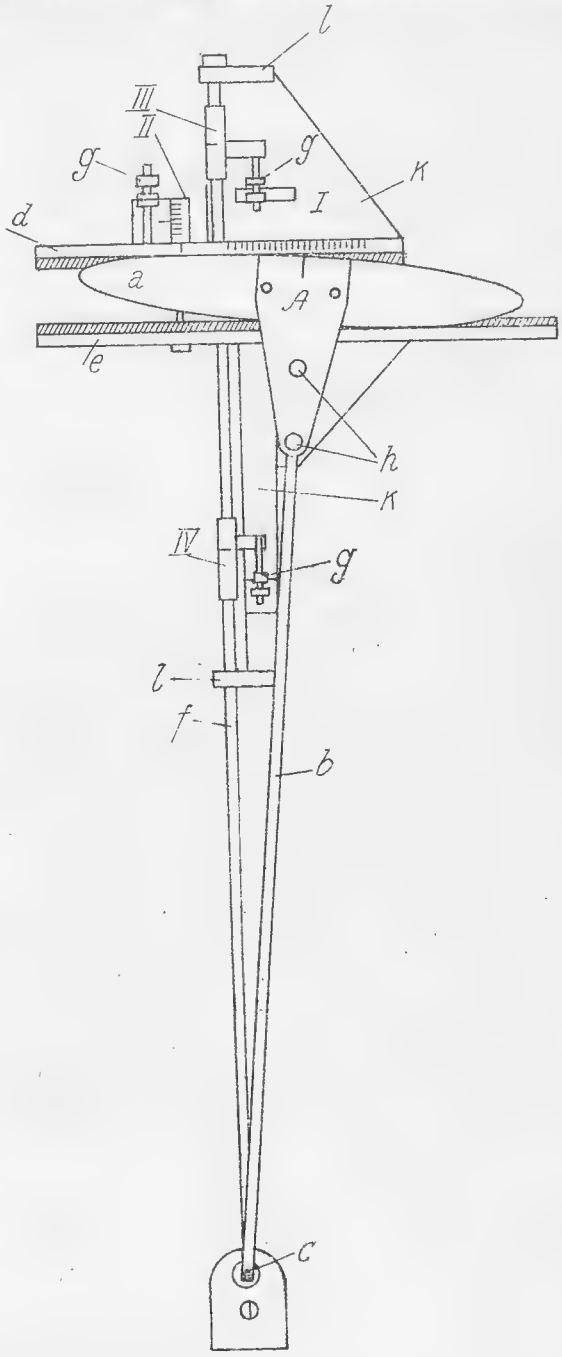
Если показание шкалы F будет равно величине игры s, то отсчет по шкалам K даст величину $d_R + s$, соответствующую Min. Flange Way по номенклатуре AEREA.

Способ Вартона (Wharton)

Прибор Вартона изображен на чертеже 12, он сконструирован таким образом, что дает возможность определять величины d_R, b_R и $a_{1,R}$ по отсчетам на шкалах II, III и IV. Деревянные бруски d и e представляют собой: d - головку рельса, e - губку рельса, они имеют форму соответствующую форме желоба нормального рельса и дают точное положение рабочих кантов головки и губки рельса. Оба бруска прикреплены к металлическим листам K, а последние посредством микрометренных винтов g соединены с муфтами III и IV перемещающимися на неподвижной штанге f. Во избежание перекосов брусков d и e имеются еще две муфты I свободно передвигающиеся на штанге f и наглухо закрепленные к листам K.

Штанга b с прикрепленным к ней темплетом реборды a представляет собой точную модель половины колесного ската в плоскости колеи. Штанга b шарнирно соединена со штангой f в точке c, которая является точкой вращения

модели полуската и соответствует центру колесной оси. Темплет а представляет собой точную модель реборды в виде сегментального ее отрезка в сечении плоскости колеи,- он наглухо прикреплен к металлическому листу А, который посредством винтов h соединяется со штангой b и в случае надобности может быть заменен другим темплетом. Измерение производится следующим образом:



Черт. 12.

1) Бруски d и e раздвигаются на соответствующую величину.

2) Темплет реборды а вращаясь около точки с ставится в соответствии с радиусом кривой R, отсчитывая угол $\varphi = \text{arc Sin}\frac{1}{2R}$ по указателю I.

3) Бруски d и e сближаются до соприкосновения с темплетом реборды а.

4) По шкале III отсчитывается расстояние от центра оси до наружного рабочего

канта реборды, по шкале IV до внутреннего рабочего канта, по шкале II расстояние между наружным и внутренним рабочим кантом реборды, иными словами отсчеты по шкалам дают: отсчет III = $\frac{a_{1,R}}{2}$, отсчет IV = $\frac{b_R}{2}$; отсчет II – d_R.

Как видно из описания прибор Вартона является наиболее совершенным и дает величины d_R, b_R и $a_{1,R}$ с достаточной точностью и для малых радиусов R.

Общие выводы и рекомендуемый метод.

На основании приведенного выше обзора методов расчета ширины колеи в кривых можно сделать следующие выводы:

1) Наиболее простой способ, дающий результаты с достаточной для практических целей точностью, несомненно определение величин d_R, b_R и $a_{1,R}$ посредством прибора Вартона.

2) За неимением прибора можно ограничиться определением величины d_R графо-аналитическим методом, вычерчивая сечение реборды в плоскости колеи по координатам и определяя величины b_R и $a_{1,R}$ по формулам:

$$b_R = (b + d)\cos\varphi - d_R^{гр} \quad \text{и}$$

$$a_{1,R} = b_R + 2d_R^{гр}$$

3) Для поверки результатов графического расчета можно рекомендовать аналитический метод Thomas'a.

4) Аналитический расчет Кондратьева-Лишевского, несомненно самый точный, в виду сложности вычислений, мало пригоден для практических целей и имеет значение лишь для выяснения точности более простого метода Thomas'a.

Особые случаи, встречающиеся в практике.

I. Однотипное и сложное движение.

В практике редко случается, что по данной сети происходит движение вагонов с одними и теми же ходовыми частями - *однотипное движение*, обычно имеется несколько типов ходовых частей - *сложное движение*. Элементы ходовых частей, влияющие на ширину колесной колеи $a_{1,R}$ и расчетной насадки b_R суть: величина жесткой базы l, тип тележки, (жесткая база, свободные оси, одноосные и двуосные тележки) диаметр колеса D, форма реборды (трапецоидальная и круглая), высота реборды h, ширина реборды d, ширина насадки b.

Изменение одного из указанных элементов влечет за собой изменение ширины колесной колеи a и потому при сложном движении возникает вопрос: по каким ходовым частям следует рассчитывать ширину колеи?

Исходя из того, что наиболее невыгодным и опасным для движения является зажатие колесного ската между губками рельсов, нормировочная комиссия AEREA устанавливает два предела:

1) *Максимум условий* дает такая комбинация элементов тележки, которая требует минимальной ширины расчетной насадки b_R.

2) *Минимум условий* дает такая комбинация элементов, которая требует максимальной ширины расчетной насадки b_R

Таким образом максимальные условия создают наибольшую опасность в защемлении колесного ската между губками рельсов и потому максимальная ширина колеи, Max a_R, должна быть рассчитана по максимуму условий.

$$\text{Max } a_R = \Big\{ 2(d_R + \text{Min } s) + (b - \text{Min } s) + 2[c - (d + \text{Min } s)] \Big\} \text{ макс. условий и обратно}$$

$$\text{Min } a_R = \left\{ 2(d_R + \text{Min } s) + (b - \text{Min } s) \right\} \text{миним. усл.}$$

Отсюда можно вывести следующее правило:

При сложном движении ширина колеи a_R *расчитывается по ходовым частям, отвечающим наибольшему количеству однотипных вагонов, при чем, ограничивающие ширину колеи пределы расчитываются:* Max a_R *- по максимальным условиям и* Min a_R *по минимальным условиям.*

Обычно размеры игры s и w обеспечивают свободный проход вагонов по кривым при сложном движении, но проектная схема движения будет выдержана лишь для основного типа ходовых частей и может нарушаться для иных типов, так как ограничивающие каждую схему пределы более узки, что было отмечено раньше.

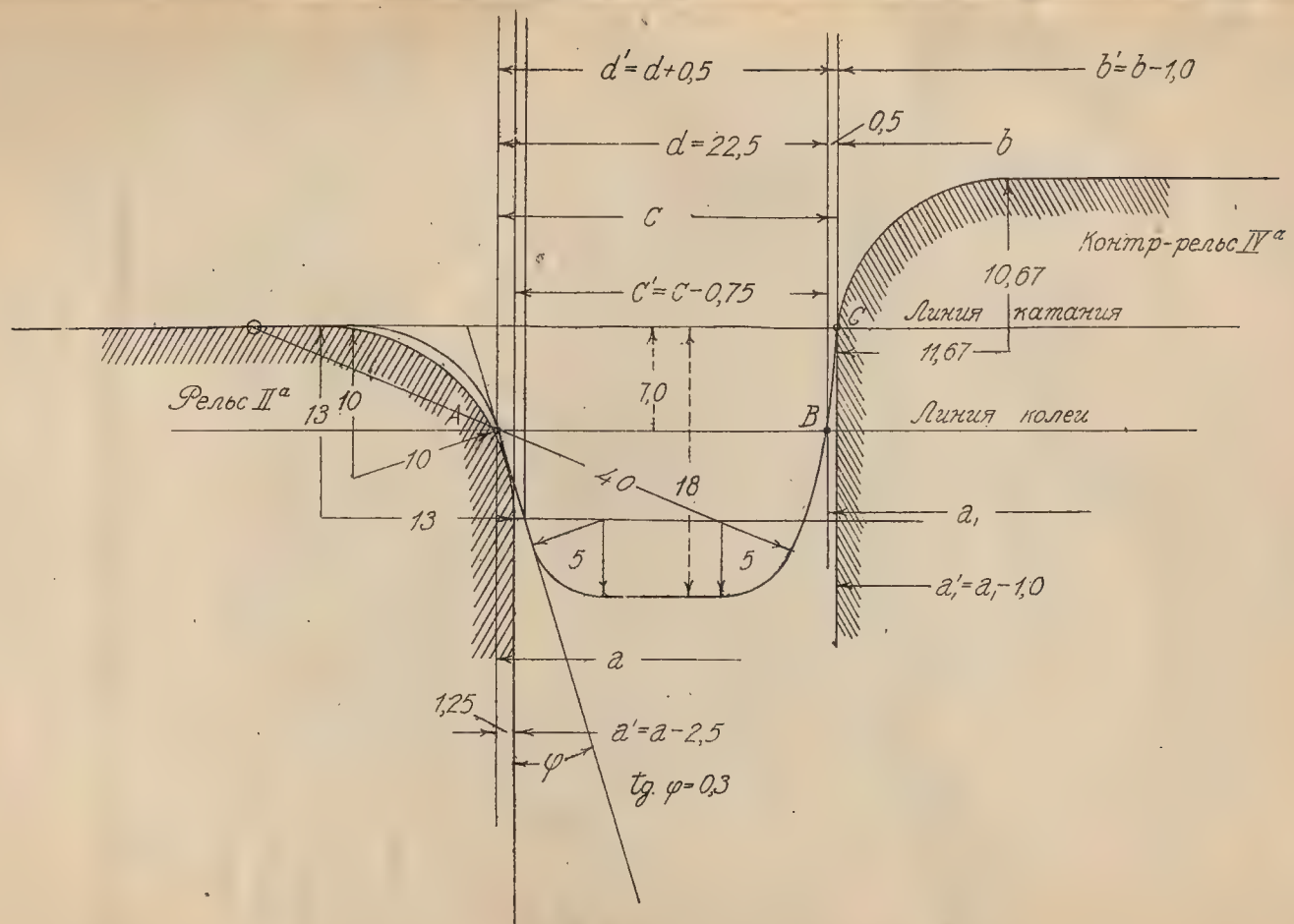
Обстоятельство это необходимо иметь в виду, при тех выводах, которые делаются при поверке принятой ширины колеи a_R по износам рельсов, так как сложное движение нарушает проектную схему. *Правильные выводы могут быть сделаны лишь при однотипном движении.*

Отметим попутно, что изменение диаметра колеса по верхности катания D или по реборде (D + 2h) эквивалентно изменению жесткой базы l, т.е. увеличение на 1 мм. величины D или (D + 2h) равносильно увеличению на 1 мм. жесткой базы l и обратно. Зависимость эта может быть принята в пределах от D = 500 мм. до D = 900 мм.

II. Укладка рельсов с контр-рельсами железнодорожного типа.

Подобные случаи встречаются на пригородных линиях и в малых трамваях, где из экономических соображений укладываются рельсы железнодорожных типов не отвечающих профилю реборд применяемых в трамваях. У нас обычно применяются рельсы казенных железных дорог типа II^a, III^a и IV^a.

Выкружка головки этих рельсов не отвечает выкружке трамвайной реборды и рабочая поверхность головки не имеет уклона присущего трамвайным рельсам, отсюда точки


d'=d+0,5
b'=b-1,0
d=22,5
0,5
b
c
Контр-рельс IV а
c'=c-0,75
10,67
Линия катания
11,67
Рельс II а
13
10
7,0
Линия колеи
A
B
10
40
18
a,
13
5
5
a'=a,-1,0
a
1,25
a'=a-2,5
φ
tg. φ=0,3

Черт. 13.

фактического контакта реборда с соответственными частями рельсов, т.е. рабочие канты, и следовательно, и плоскость колеи может переместиться в иное положение, вследствие чего изменяется величины a, a_1, a_2, а равно и величина c при наличии контр-рельса.

Обстоятельство это необходимо иметь в виду при выборе ширины желоба, т.е. расстояния между рабочими кантами головки рельса и контр-рельса. Необходимо сохранить те же соотношения между элементами рельсовой и колесной колеи, которые имеют место при укладке желобчатых рельсов нормального типа, т.е. тежо заворы $s^н, w^н, s^в, w^в$, а равно ту же игру s и w. Для выяснения положения рабочих кантов достаточно вычертить в двойном масштабе реборду и примыкающие к ней части головок рельса и контр-рельса, как показано на чертеже 13, при чем для упрощения чертежа принято, что реборда зажата в желобе.

Из чертежа видно, что при данной реборде рабочий кант со стороны головки рельса остался в точке A, со стороны контр-рельса переместился из точки B в точку C, при чем рабочая ширина реборды увеличилась на 0,5 мм.

$$d' = d + 0,5$$

что практического значения не имеет.

Несколько большие отклонения получаются в ширине рельсовой и контр-рельсовой колеи и желоба при измерении их между вертикальными гранями головок. Поэтому при расчетах необходимо вносить соответствующие поправки, а при измерениях применять специальные шаблоны.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ГЛАВА I.

Трассировка кривых.

Стр.

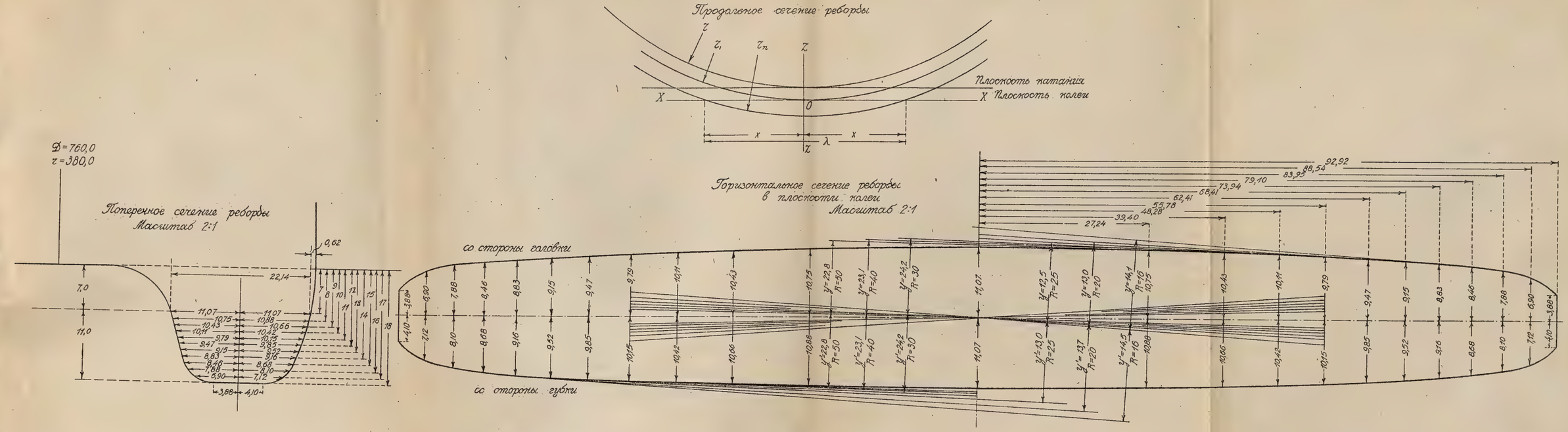
Методы трассировки кривых. Переходные кривые. . . . . 1.
Кубическая парабола, основные формулы разбивки. . . . . 3.
Сложная кривая (спираль). . . . . 5.
Характеристика переходной кривой. Зависимость геометрических элементов кривой от скорости движения. . . . . 11.
Нормальные эпюры переходных кривых, основные требования, влияние ширины улицы, выбор наиболее рациональной эпюры. . . 14.
Эпюры переходных кривых стрелочных ответвлений. . . . . 22.
Эпюры переходных кривых по кубической параболле. . . . . 26.
Длина переходной кривой и расчет элементов . . . . . 28.
Повышение нагружного рельса. . . . . 32.
Примеры проектированных кривых для трамваев СССР. . . . . 34.

ГЛАВА II.

Соотношение элементов рельсовой и колесной колеи.

Три схемы движения.

Принятая терминология. . . . . 43.
Соотношения элементов рельсовой колеи и колесного ската. . . . . 46.
Основные формулы зависимости элементов рельсовой колеи и колесного ската. . . . . 54.
Прямые части пути, игра в колее и ширина желоба. . . . . 55.
Кривые части пути. . . . . 58.
Выбор схемы движения в зависимости от допускаемых износов рельсов. 59.
Основные формулы для расчета ширины колеи в кривых. . . . . 62.
Методы определения расчетной ширины минимального желоба и искаженной насадки. . . . . 63.
Аналитический метод Томаса. . . . . 67.
Графический метод Вилькинса. . . . . 73.
Графоаналитический метод. . . . . 75.
Определения расчетной ширины желоба и насадки посредством приборов. . . . . 79.
Способы: Лорена и Вифлиема. . . . . 80.
Способ Вартона. . . . . 82.
Общие выводы и рекомендуемый метод. . . . . 84.
Особые случаи встречающиеся в практике. . . . . 85.


Продольное сечение реборды
Плоскость катания
Плоскость колеи
Горизонтальное сечение реборды в плоскости колеи
Масштаб 2:1
Поперечное сечение реборды
Масштаб 2:1
D=760,0
r=380,0
со стороны головки
со стороны губки

Проверено 1952 г.

Цена 1 р. 50 к.

ВЫШЛИ ИЗ ПЕЧАТИ И ИМЕЮТСЯ НА СКЛАДЕ:

	ЦЕНА Р. К.
1. **Бадер Г.** Введение в аэропланостроение. Перевод и дополнения инженера В. А. Лыкошина. 192 стр. 1926 г.	3 —
2. **Бентковский И. И., Шапошников И. А. и Ягн Ю. И.** Руководство к практическим занятиям в механической лаборатории. 1928 г.	2 —
3. **Бурсиан В. Р.**, проф. Электромагнитная теория света. 148 стр. 1926 г.	1 75
4. **Вольпе**, инж. Токарный станок. 1929 г.	1 20
5. **Горев А. А.** проф. Высоковольтные линии передачи электрической энергии (электрическ. расчет). 86 стр. 1927 г., без переплета	1 50
Тоже, в переплете.	1 75
6. **Дружинин С. И.** Теория сопротивления материалов. 480 стр. 1929 г.	6 50
7. **Дружинин С. И.**, проф., и **Ягн Ю. И.**, преп. Задачник по сопротивлению материалов. Ч. I. Практич. руков. для инженеров, студентов и техников с кратк. изложением теории и решением типовых задач. 225 стр. 1926 г.	3 50
8. Тоже Ч. II, вып. I. Устойчивость деформаций. 1928 г.	1 —
9. **Иванов И. И.**, проф. Интегральное исчисление и его приложение. 376 стр. 1927 г.	4 —
10. **Каменский А. А.** Данные проектирования пути городских железных дорог. 90 стр. 1929 г.	1 50
11. **Кандалов И. И.**, инж., **Травкин П. Н. и Озолин К. Я.** Урочные нормы Волховского строительства на месте работ на Волховстрое в связи с производством работ. 312 стр. 1927 г.	6 50
12. **Карелин Н. Н.**, инж. Системы загрузки доменных печей. 83 стр. 1927 г.	1 50
13. **Кистяковский В. А.**, проф. Прикладная физическая химия. Ч. I. 221 стр. 1926 г.	3 20
14. **Люст Г. А.** Синхронные машины. 292 стр. 1929 г.	4 50
15. **Лыкошин В. А.**, инж. Сталь, легкие сплавы и дерево в авиационных конструкц. 375 стр. 1927 г.	6 —
16. **Малюков В. А.**, инж. Составление эскизного проекта устройства или развития порта. 80 стр. 1928 г.	1 25
17. **Малюков В. А.** Обделка берега приморских гаваней. Ч. II. 1929 г.	4 25
18. По лекц. проф. **Николаи** (сост. студ. Нелюбин). Теоретическая механика. Ч. IV. Основы аналитической механики. 72 стр. 1928 г.	1 —
19. **Пиотровский Л. М.** Испытание Электрических машин. 200 стр. 1929 г.	3 20
20. **Поздюнин В. Л.**, проф. Корабельная архитектура. Судовые устройства. Вып. I. Рулевые устройства. 126 стр. 1927 г.	2 —
21. **Его же.** Судовые устройства. Вып. II. Якорные и швартовые устройства. Вып. III. Грузовые устройства. Вып. IV. Шлюпочные устройства. Приложение. Материалы для проектирования. 1927 г.	2 75
22. **Попов В. Ф.** Проектирование под'емных механизмов. Курс и атлас в 120 табл. 1928 г.	6 —
23. **Семенов Н. Н.** Практическое руководство по аналитической геометрии. Сборник задач с приложением репетитория. 368 стр. 1928 г.	4 50
24. **Скобельцын В. В.**, проф Электричество и электромагнитизм. Вып. II. 160 стр. 1928 г.	2 —
25. Под ред. инж.-мет. **Славинского М. П.** Диффузия примесей и рост зерна в стали. 56 стр. 1927 г.	— 80
26. **Шевалин В. А.** Тяговые расчеты электрических железных дорог и трамваев. Вып. I. 1929 г.	2 75
27. **Шишокин В. П.** Практические работы по химии. 200 стр. 1929 г.	2 50

НАХОДЯТСЯ В ПЕЧАТИ:

1. **Поздюнин В. Л.** проф. Судовые системы.

СКЛАД ИЗДАНИЙ:

Ленинград — „21“, Политехнический Институт, Главное здание.
Телефон — Лесная, 169

ЛГ 92-02